

CURSO 2009/2010
LEGANÉS, OCTUBRE 2010
UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS



INGENIERÍA INDUSTRIAL
PROYECTO FIN DE CARRERA:

***DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN HÍBRIDA SOLAR
TÉRMICA DE TRIGENERACIÓN
MULTIPROPÓSITO PARA UN EDIFICIO
MULTIVIVIENDA EN OVIEDO***

Autor: Carlos Espinar del Barrio
Tutor: Pedro Acisclo Rodríguez Aumente

ÍNDICE

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN

- 1.1 INTRODUCCIÓN
- 1.2 MOTIVACIÓN
- 1.3 PROPÓSITO Y ALCANCE
- 1.4 OBJETIVOS
- 1.5 ESCENARIO ENERGÉTICO ACTUAL
- 1.6 PROBLEMA MEDIOAMBIENTAL
- 1.7 TECNOLOGÍA SOLAR TÉRMICA
- 1.8 COGENERACIÓN
- 1.9 EFICIENCIA ENERGÉTICA EN EDIFICACIÓN

2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

- 2.1 DESCRIPCIÓN DEL INMUEBLE
 - 2.1.1 LOCALIZACIÓN DEL EDIFICIO
 - 2.1.2 DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO
- 2.2 NORMATIVA
 - 2.2.1 MARCO LEGAL
- 2.3 DATOS DE PARTIDA Y CONDICIONES DE CONTORNO

3. METODOLOGÍA DE RESOLUCIÓN

- 3.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO
- 3.2 FUNDAMENTOS Y GENERALIDADES
 - 3.2.1 PANORÁMICA SOLAR
 - 3.2.2 PANORÁMICA DE COGENERACIÓN
- 3.3 PROCEDIMIENTO DE RESOLUCIÓN
 - 3.2.1 ESQUEMA SINTÉTICO DE RESOLUCIÓN

4. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN

- 4.1 INSTALACIÓN SOLAR
 - 4.1.1 SISTEMA DE CAPTACIÓN
 - 4.1.2 SISTEMA DE INTERCAMBIO
 - 4.1.3 SISTEMA DE ACUMULACIÓN
 - 4.1.4 SISTEMA HIDRÁULICO
 - 4.1.5 SISTEMA DE REGULACIÓN Y CONTROL
 - 4.1.6 CONFIGURACIONES SOLARES DE ACS

- 4.1.7 SELECCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN BÁSICA
 - 4.1.7.1 SELECCIÓN EN EDIFICIOS MULTIVIVIENDA
 - 4.1.7.1.1 SELECCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN HÍBRIDA
 - 4.1.7.2 RÉGIMEN DE FUNCIONAMIENTO
- 4.2 INSTALACIÓN DE COGENERACIÓN
 - 4.2.1 MOTOR DE COGENERACIÓN DE GAS
 - 4.2.1.1. EQUIPO DE MICROCOGENERACIÓN DE MOTOR DE GAS
 - 4.2.1.1.1 MICROMOTOR DE COGENERACIÓN
 - 4.2.1.2 SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR
 - 4.2.2 SISTEMA DE ACUMULACIÓN DE COGENERACIÓN
- 4.3 INSTALACIÓN DE TRIGENERACIÓN
 - 4.3.1 MÁQUINA DE ABSORCIÓN
- 4.4 INSTALACIÓN CONVENCIONAL
 - 4.4.1 CALDERAS DE ACS Y CALEFACCIÓN
 - 4.4.2 QUEMADORES EXTERNOS
 - 4.4.3 ACOPLAMIENTO DE CALDERAS
- 4.5 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN
 - 4.5.1 SISTEMA DE CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN
 - 4.5.1.1 SISTEMAS INVISIBLES DE CLIMATIZACIÓN
 - 4.5.1.1.1 SUELO RADIANTE
 - 4.5.1.1.2 TECHO REFRESCANTE

5. RADIACIÓN SOLAR

- 5.1 RECURSO SOLAR
- 5.2 POSICIÓN SOLAR
- 5.3 RADIACIÓN SOLAR
- 5.4 FRACCIÓN SOLAR MÍNIMA

6. DEMANDA DE AGUA CALIENTE SANITARIA

- 6.1 CONSUMO DE ACS
 - 6.1.1 CONSUMO DIARIO DE ACS
 - 6.1.2 CONSUMO HORARIO DE ACS
- 6.2 DEMANDA DE ACS
 - 6.2.1 DEMANDA MENSUAL DE ACS

7. CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA

- 7.1 CONDICIONES DE DISEÑO
 - 7.1 CONDICIONES DEL AMBIENTE TÉRMICO INTERIOR
 - 7.2 CONDICIONES DEL AMBIENTE TÉRMICO EXTERIOR
 - 7.2.1 CONDICIONES DEL AMBIENTE TÉRMICO EXTERIOR PARA CALEFACCIÓN
 - 7.2.2 CONDICIONES DEL AMBIENTE TÉRMICO EXTERIOR PARA CLIMATIZACIÓN
- 7.2 METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS

- 7.2.1 CARGA TÉRMICA DE CALEFACCIÓN
- 7.2.2 CARGA TÉRMICA DE CALEFACCIÓN
- 7.3 CARGA TÉRMICA MÁXIMA DE CALEFACCIÓN
 - 7.3.1 CARGA DE TRANSMISIÓN
 - 7.3.1.1 COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN DE CALOR
 - 7.3.1.2 ÁREA DE INTERCAMBIO
 - 7.3.1.3 TEMPERATURA EQUIVALENTE
 - 7.3.1.4 CARGA TOTAL DE TRANSMISIÓN
 - 7.3.2 CARGA DE RADIACIÓN
 - 7.3.3 CARGA INTERNA
 - 7.3.3.1 CARGA DEBIDAS A ILUMINACIÓN
 - 7.3.3.2 CARGA DEBIDAS A OCUPANTES
 - 7.3.3.3 CARGA DEBIDAS A EQUIPOS
 - 7.3.4 CARGAS AIRE EXTERIOR
 - 7.3.4.1 CARGA DE VENTILACIÓN
 - 7.3.4.2 CARGA DE INFILTRACIONES
 - 7.3.5 COEFICIENTE DE SEGURIDAD
 - 7.3.6 CARGA TÉRMICA TOTAL DE CALEFACCIÓN
- 7.4 CARGA TÉRMICA MÁXIMA DE CLIMATIZACIÓN
 - 7.4.1 CARGA DE TRANSMISIÓN
 - 7.4.1.1 COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN DE CALOR
 - 7.4.1.2 ÁREA DE INTERCAMBIO
 - 7.4.1.3 TEMPERATURA EQUIVALENTE
 - 7.4.1.4 CARGA TOTAL DE TRANSMISIÓN
 - 7.4.2 CARGAS DE RADIACIÓN
 - 7.4.3 CARGA INTERNA
 - 7.4.3.1 CARGA DEBIDAS A ILUMINACIÓN
 - 7.4.3.2 CARGA DEBIDAS A OCUPANTES
 - 7.4.3.3 CARGA DEBIDAS A EQUIPOS
 - 7.4.4 CARGAS AIRE EXTERIOR
 - 7.4.4.1 CARGA DE VENTILACIÓN
 - 7.4.4.2 CARGA DE INFILTRACIONES
 - 7.4.5 COEFICIENTE DE SEGURIDAD
 - 7.4.6 CARGA TÉRMICA TOTAL DE CLIMATIZACIÓN
- 7.5 CARGA TÉRMICA TOTAL

8. NECESIDADES ENERGÉTICAS DEL EDIFICIO

- 8.1 SIMULACIÓN HORARIA DE DEMANDA
 - 8.1.1 SIMULACIÓN HORARIA DE CALEFACCIÓN
 - 8.1.2 SIMULACIÓN HORARIA DE CLIMATIZACIÓN
- 8.2 SIMULACIÓN DIARIA DE LA DEMANDA DEL EDIFICIO

9. PRODUCCIÓN SOLAR

- 9.1 INSTALACIÓN SOLAR DE ACS
- 9.2 PREDIMENSIONADO DEL SISTEMA SOLAR DE CAPTACIÓN
 - 9.2.1 CÁLCULO SIN PÉRDIDAS

- 9.2.1.1 CÁLCULO DE LA SUPERFICIE DE CAPTACIÓN
- 9.2.1.2 ANÁLISIS Y CÁLCULO DE LA SUPERFICIE DE CUBIERTA
 - 9.2.1.2.1 CÁLCULO DE SOMBRAS
- 9.2.1.3 DETERMINACIÓN DE LA FRACCIÓN SOLAR ANUAL
- 9.2.1.4 DETERMINACIÓN DE LA FRACCIÓN SOLAR MENSUAL
- 9.3 DIMENSIONADO DEL SISTEMA SOLAR DE CAPTACIÓN
 - 9.3.1 CÁLCULO CON PÉRDIDAS
 - 9.3.1.1 PÉRDIDAS EN EL COLECTOR
 - 9.3.1.1.1 MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR
 - 9.3.1.1.2 CÁLCULO DE RESISTENCIAS
 - 9.3.1.1.3 CÁLCULO DE PÉRDIDAS EN EL COLECTOR
 - 9.3.1.2 PÉRDIDAS EN TUBERÍAS DEL CIRCUITO PRIMARIO
 - 9.3.1.2.1 CÁLCULO DE RESISTENCIAS
 - 9.3.1.2.2 CÁLCULO DE PÉRDIDAS EN EL CIRCUITO PRIMARIO
 - 9.3.1.3 PÉRDIDAS EN EL ACUMULADOR
 - 9.3.1.3.1 CÁLCULO DE RESISTENCIAS
 - 9.3.1.3.2 CÁLCULO DE PÉRDIDAS EN EL ACUMULADOR
 - 9.3.1.4 PÉRDIDAS POR DISTRIBUCIÓN
 - 9.3.1.5 PÉRDIDAS TOTALES
 - 9.3.1.6 RENDIMIENTO DEL COLECTOR
 - 9.3.1.7 CÁLCULO DE LA SUPERFICIE DE CAPTACIÓN
 - 9.3.1.8 DETERMINACIÓN DE LA FRACCIÓN SOLAR ANUAL
 - 9.3.1.9 DETERMINACIÓN DE LA FRACCIÓN SOLAR MENSUAL
 - 9.3.1.10 RESUMEN SOLAR

10. PRODUCCIÓN DE COGENERACIÓN Y TRIGENERACIÓN

- 10.1 ASPECTOS BÁSICOS DE PRODUCCIÓN DE COGENERACIÓN
 - 10.1.1 RÉGIMEN DE FUNCIONAMIENTO
 - 10.1.2 RENDIMIENTO ELÉCTRICO EQUIVALENTE
 - 10.1.3 REGIMEN ECONOMICO
- 10.2 PRODUCCIÓN DE COGENERACIÓN
- 10.3 PRODUCCIÓN DE TRIGENERACIÓN
- 10.4 SIMULACIÓN INTEGRAL DINÁMICA DE COGENERACIÓN Y TRIGENERACIÓN
- 10.5 SELECCIÓN DE UN MOTOR DE COGENERACIÓN

11. DIMENSIONADO DE LA INSTALACIÓN

- 11.1 DIMENSIONADO DE LA INSTALACIÓN SOLAR
 - 11.1.1 DIMENSIONADO DEL SISTEMA DE CAPTACIÓN
 - 11.1.1.1 CONEXIONADO DE LOS CAPTADORES
 - 11.1.1.2 FLUIDO DE TRABAJO
 - 11.1.1.3 AEROTERMOS
 - 11.1.2 DIMENSIONADO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR
 - 11.1.3 DIMENSIONADO DEL SISTEA DE ACUMULACIÓN
 - 11.1.3.1 DIMENSIONADO DEL ACUMULADOR SECUNDARIO
 - 11.1.4 DIMENSIONADO DEL SISTEMA HIDRÁULICO
 - 11.1.4.1 DIMENSIONADO DE LA BOMBA DEL CIRCUITO
 - 11.1.4.1.1 PÉRDIDAS DE CARGA

- 11.1.4.1.2 SELECCIÓN DE LA BOMBA
- 11.1.4.2 DIMENSIONADO DEL VASO DE EXPANSIÓN
- 11.2 DIMENSIONADO DE COGENERACIÓN
 - 11.2.1 DIMENSIONADO DEL MOTOR DE MICROCOGENERACIÓN
 - 11.2.2 DIMENSIONADO DEL ACUMULADOR DE MICROCOGENERACIÓN
- 11.3 DIMENSIONADO DE TRIGENERACIÓN
 - 11.3.1 DIMENSIONADO DEL MOTOR DE MINITRIGENERACIÓN
 - 11.3.2 DIMENSIONADO DEL ACUMULADOR DE MINITRIGENERACIÓN
 - 11.3.3 DIMENSIONADO DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN
 - 11.3.4 DIMENSIONADO DE LA TORRE DE REFRIGERACIÓN
- 11.4 DIMENSIONADO DE LA INSTALACIÓN CONVENCIONAL
 - 11.4.1 DIMENSIONADO DE CALDERAS
 - 11.4.1.1 DIMENSIONADO DE LA CALDERA CONVENCIONAL DE SUSTITUCIÓN Y RESPALDO AL ACS
 - 11.4.1.2 DIMENSIONADO DE LA CALDERA CONVENCIONAL DE CALEFACCIÓN
 - 11.4.1.3 DIMENSIONADO DE LA ENFRIADORA
- 11.5 DIMENSIONADO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN
 - 11.5.1 DIMENSIONADO DEL SUELO RADIANTE
 - 11.5.2 DIMENSIONADO DEL TECHO REFRESCANTE
- 11.6 DIMENSIONADO DEL SISTEMA HÍBRIDO MULTIPROPÓSITO
 - 11.6.1 FUNCIONAMIENTO DE COGENERACIÓN PARA ACS Y CALEFACCIÓN
 - 11.6.2 DIMENSIONADO DE TRIGENERACIÓN PARA ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN

12. MANTENIMIENTO DE LA INSTALACIÓN

- 12.1 MANTENIMIENTO SOLAR
 - 12.1.1 PROGRAMA DE MANTENIMIENTO
 - 12.1.2 PROPUESTA TÉCNICO-COMERCIAL DE MANTENIMIENTO SOLAR
- 12.2 MANTENIMIENTO DE COGENERACIÓN
 - 12.2.1 SERVICIOS ENERGÉTICOS DE MANTENIMIENTO
 - 12.2.2 PROPUESTA TÉCNICO-COMERCIAL DE MANTENIMIENTO DE COGENERACIÓN

13. ESTUDIO ECONÓMICO

- 13.1 PRESUPUESTO
 - 13.1.1 SUBVENCIONES
- 13.2 ESTUDIO DE VIABILIDAD ECONÓMICA
 - 13.2.1 ANÁLISIS FINANCIERO DE RENTABILIDAD

13.2.1.1 PERIODO DE RECUPERACIÓN

13.2.1.2 VALOR ACTUAL NETO

13.3 ESTUDIO COMPARATIVO DE RENTABILIDAD

13.2.1 INSTALACIÓN CONVENCIONAL Vs HÍBRIDA DE
MICROCOGENERACIÓN

13.2.1 INSTALACIÓN COGENERACIÓN Vs HÍBRIDA DE
MINITRIGENERACIÓN

14. ESTUDIO AMBIENTAL

14.1 GASES CONTAMINANTES Y EFECTO INVERNADERO

14.2 PODER CONTAMIANTE

14.3 ESTUDIO COMPARATIVO DE AHORRO DE EMISIONES

14.3.1 INSTALACIÓN CONVENCIONAL Vs HÍBRIDA DE
MICROCOGENERACIÓN

14.3.1 INSTALACIÓN COGENERACIÓN Vs HÍBRIDA DE
MINITRIGENERACIÓN

14.4 VALORACIÓN ECONÓMICA DEL CO₂

15. RESULTADOS

15.1 SOLUCIÓN DE EFICIENCIA ENERGÉTICA

15.2 CALIFICACIÓN ENERGÉTICA DEL EDIFICIO

15.3 ANÁLISIS DEL DISEÑO HÍBRIDO MULTIPROPÓSITO

15.3.1 PRODUCCIÓN ENERGÉTICA

15.3.2 COSTES ENERGÉTICOS DE PRODUCCIÓN

15.3.3 BALANCE ECONÓMICO-AMBIENTAL

15.4 RESULTADOS

16. CONCLUSIONES

17. BIBLIOGRAFÍA

18. ANEXOS

ANEXO I: SIMULACIÓN

ANEXO II: FICHAS TÉCNICAS DE COMPONENTES

INTRODUCCIÓN

1.1 INTRODUCCIÓN

En el año 2.030, si se mantiene la apuesta por las energías renovables, el sistema energético habrá creado 600.000 nuevos empleos en España, con una aportación adicional al producto interior bruto (PIB) de 296.000 millones de euros; 350.000 millones de euros ahorrados en importaciones y una reducción de la dependencia energética del exterior, que hoy es del 80 por ciento, de hasta 20 puntos.

Esta tendencia, además, se consolidaría en todo el mundo. De acuerdo con un informe de la Dirección General de Energía de la Comisión Europea sobre el impacto de las energías renovables en el crecimiento y el empleo, en Europa el número de empleados en las renovables asciende a 1,4 millones. En todo el mundo, la cifra ronda los 2,3 millones. Y se multiplicará por 10, hasta 20 millones en 2030, si se cumplen las previsiones adelantadas por la Organización Internacional del Trabajo (OIT): “la promoción del desarrollo medioambiental sostenible requerirá inversiones de 437.000 millones de euros que se traducirán en la creación de 20 millones de empleos”.¹

El Sol, fuente de vida y origen de las demás formas de energía que el hombre ha utilizado desde los albores de la historia, puede satisfacer todas las necesidades del ser humano, si aprende cómo aprovechar de forma racional la luz que continuamente derrama sobre el planeta. Ha brillado en el cielo desde hace unos cinco mil millones de años, y se calcula que todavía no ha llegado ni a la mitad de su existencia. Durante el presente año, el Sol arrojará sobre la Tierra cuatro mil veces más energía de la que vamos a consumir.²

La comunidad científica coincide en señalar que la energía del futuro es la solar. Dadas las grandes ventajas que presenta frente a otras fuentes de energía, se prevé que, progresivamente, su participación aumente en el mix energético de los países, bien sea mediante tecnología termosolar, fotovoltaica o solar térmica.

La tecnología solar tiene aún mucho recorrido, está en su juventud, y sus costes disminuirán con el tiempo en todos los niveles del negocio: fabricación, financiación e investigación, y desarrollo.

España, por su privilegiada situación y climatología, se ve particularmente favorecida respecto al resto de los países de Europa, ya que sobre cada metro cuadrado de su suelo inciden al año unos 1.500 kWh de energía, cifra similar a la de muchas regiones de América Central y del Sur. Esta energía puede aprovecharse directamente, o bien ser convertida en otras formas útiles como, por ejemplo, en electricidad. Sería poco racional no intentar aprovechar, por todos los medios técnicamente posibles, esta fuente energética gratuita, limpia e inagotable, que puede liberarnos definitivamente de la dependencia del petróleo o de otras alternativas poco seguras, contaminantes o, simplemente, agotables.

Habitualmente los usuarios satisfacen sus necesidades energéticas comprando la electricidad y los combustibles a las correspondientes compañías suministradoras. Esta modalidad de abastecimiento, cómoda para el usuario, suele conllevar un uso poco racional

¹ Publicación Sedigas 113, enero 2010.

² CENSOLAR: Centro de Estudios de la Energía Solar.

de la energía y resulta bastante ineficiente, aunque la energía convencional cuenta con una sólida experiencia de decenas de años de operación y, consiguientemente, su coste de producción sea bajo.

La cogeneración, es un sistema alternativo, de alta eficiencia energética, que permite reducir de forma importante la factura energética de ciertos consumidores, sin alterar su demanda energética. La rentabilidad de las instalaciones de cogeneración depende, hoy en día, de dos factores:

- El aprovechamiento térmico de la instalación. Sólo es posible la rentabilidad si hay un aprovechamiento térmico adecuado, es decir, si la instalación a la que está asociada es capaz de utilizar de forma rentable toda la energía térmica que produce la planta de cogeneración.
- La prima eléctrica. En algunas ocasiones, con los precios del mercado, incluso en el caso de un buen aprovechamiento térmico, se necesita de un incentivo, una prima, sobre el precio de venta de la electricidad que garantice una tasa de retorno de la inversión razonable, o una rentabilidad atractiva, en los casos en los que la planta ya esté amortizada.

Se observa claramente cómo el marco regulatorio evoluciona progresivamente para facilitar la rentabilidad económica de este tipo de plantas y promover la construcción de otras nuevas. Las recientes normativas, de carácter nacional y supranacional, no sólo intentan garantizar la rentabilidad de las plantas, sino ofrecer un marco estable a largo plazo, ajeno a los vaivenes de la política y de las oscilaciones del precio de los productores energéticos en el mercado internacional. Gracias a ellas, la cogeneración puede representar una inversión de alta rentabilidad con apenas riesgo asociado.

1.2 MOTIVACIÓN

La elaboración de este proyecto responde a la finalización de mis estudios en Ingeniería Industrial. Como resultado de mi especialización en Tecnologías Energéticas, mis inquietudes se han relacionado, en los últimos tiempos, con algunas de las siguientes temáticas: plantas de producción de potencia, turbomáquinas, instalaciones fluidotérmicas, sistemas y motores térmicos, sistemas de calefacción y climatización, gestión medioambiental y, sobre todo, energías renovables y eficiencia energética.

Es justamente en el campo de la eficiencia energética y las energías renovables en el sector terciario de la edificación donde se sitúa el proyecto. La necesidad del cumplimiento de la normativa vigente con la obtención de ahorro energético y reducción de emisiones, motivan el estudio de las posibilidades combinadas de la energía solar térmica y la cogeneración, para finalmente abordar el diseño de una instalación de producción híbrida multipropósito para un determinado edificio multivivienda a cuyos planos detallados se ha tenido acceso.

1.3 PROPÓSITO Y ALCANCE

Con el presente proyecto se pretende diseñar una instalación híbrida compleja solar térmica de microcogeneración y minitrigeneración de Agua Caliente Sanitaria (ACS), calefacción y climatización que cubra anualmente las necesidades energéticas de un edificio multivivienda, gestionado de la forma más eficientemente posible y utilizando la máxima cobertura solar que se pueda ofrecer.

Así, durante el desarrollo del mismo se realiza un estudio detallado de la demanda horaria de ACS, calefacción y climatización del edificio y se busca un sistema de producción energético combinado adecuado, justificando la configuración utilizada y especificando todos los componentes constituyentes, el régimen de funcionamiento y las principales actuaciones del mismo.

Por último, el informe presenta un estudio económico y ambiental de la instalación y una comparativa con instalaciones convencionales funcionalmente similares, de manera que se puedan extraer conclusiones interesantes del beneficio económico y la reducción de emisiones que se consigue con el empleo de un sistema parcialmente renovable, limpio y eficiente basado en energía solar y cogeneración.

Inicialmente, el alcance planteado únicamente abarcaba un diseño íntegramente solar multipropósito que cumpliera con el Código Técnico de la Edificación (CTE) en materia de ACS y, permitiera al menos, el suministro parcial de calefacción y climatización. De modo que el tratamiento, especialmente en los primeros capítulos, tiene un enfoque marcadamente solar, realizando una descripción completa de una instalación solar, a veces desde una perspectiva de cobertura optimista. Se dedica, por el mismo motivo, un amplio esfuerzo al dimensionado de la instalación solar, utilizando un proceso de cálculo preciso, que evalúa con rigor las pérdidas de calor producidas, para adicionalmente determinar el rendimiento real del colector ajustándose a la física del problema.

El desarrollo del cálculo introduce otra dimensión hasta poner en juego la incorporación de una tecnología de actualidad y futuro, como es el caso de la cogeneración a pequeña escala en edificación, de manera que se efectúa una minuciosa simulación horaria para estudiar las posibilidades de su implantación conjunta en el edificio.

Precisamente, desde la vocación solar inicial, se persigue la búsqueda de la eficiencia energética, el ahorro, la rentabilidad y la sostenibilidad, para intentar determinar las garantías económico-ambientales y las prestaciones del modelo propuesto y su aplicación real en el sector doméstico.

1.4 OBJETIVOS

El objetivo principal de este proyecto es el diseño de una instalación híbrida solar térmica de microcogeneración y minitrigeneración para la producción de ACS, calefacción y climatización de un edificio multitienda, considerando las hipótesis teóricas pertinentes e incorporando soluciones reales a problemas de instalación. No obstante, el objetivo multidimensional del proyecto incluye:

- Dimensionado de los elementos de producción de la instalación.
- Régimen de funcionamiento y actuación de la instalación.
- Estudio de viabilidad económica y rentabilidad de la instalación.
- Estudio del impacto ambiental de la instalación y reducción de emisiones.

El proyecto persigue el cumplimiento de estas distintas metas sin que se produzca conflicto alguno entre las exigencias normativas y la viabilidad tecnológica. Además, esta labor se afronta buscando el menor coste posible y de la manera lo más respetuosa posible con el Medio Ambiente.

El diseño requiere un balance entre la energía solar disponible y la potencia de cogeneración necesaria hasta ajustar el dimensionado de la instalación a la demanda real del edificio, incluyendo los siguientes cálculos:

- Cálculo de la radiación solar disponible.
- Cálculo de la demanda de ACS.
- Cálculo de la carga térmica del edificio.
- Cálculo de la demanda de calefacción y climatización del edificio.
- Cálculo de la superficie de captación solar.
- Distancia entre baterías de colectores y conexión de las mismas.
- Dimensionado del intercambiador y acumulador solar de ACS.
- Dimensionado de los principales elementos del circuito solar hidráulico.
- Dimensionado de las instalaciones de microcogeneración y minitrigeneración.
- Dimensionado del acumulador de cogeneración.
- Cálculo del régimen y horario de funcionamiento de sistemas de producción.
- Dimensionado del sistema auxiliar de energía.
- Dimensionado del sistema de calefacción y climatización.
- Dimensionado del sistema de control de la instalación.

Destáquese que no es el objeto de este proyecto el dimensionado completo de la instalación ni el cálculo pormenorizado del circuito de tuberías/valvulería.

Además, se proponen los materiales y la disposición espacial de los equipos, así como la configuración, el mantenimiento y las soluciones a eventuales problemas que presente la instalación como sobrecalentamientos, congelación, disipación de calor, problemas de espacio, etc.

Los criterios considerados para el diseño de la instalación híbrida son los siguientes:

- Seguridad: la instalación debe asegurar la integridad física del personal encargado de su mantenimiento así como evitar posibles fugas de elementos tóxicos que puedan entrar en contacto con el agua potable que suministra la instalación.
- Óptima funcionalidad: rendimiento en captadores, mínimas pérdidas de calor, sistema de control adecuado.
- Buena integración arquitectónica: la instalación debe mantener en la medida de lo posible la estética arquitectónica del entorno, tanto ubicación de colectores, como estructuras soporte y equipos varios de la instalación.
- Minimización máxima del periodo de retorno de la inversión: la inversión debe tratar de ser rentable económicamente, por tanto la instalación debe intentar obtener la máxima eficiencia posible al menor coste.
- Mínimo impacto ambiental: manteniendo la estética del edificio, la instalación debe evitar al máximo la interferencia en la fauna y flora del entorno.

1.5 ESCENARIO ENERGÉTICO ACTUAL

La energía es un bien básico y estratégico que se encuentra en la agenda actual de todos los países o regiones comerciales. Hechos como el desajuste entre oferta y demanda de combustibles fósiles y el consiguiente efecto sobre los precios, o las restricciones en el suministro de gas, han suscitado un debate sobre el futuro energético mundial y la elaboración de estrategias que permitan no sólo garantizar el suministro energético a largo plazo, sino que éste se haga a precios competitivos, y conforme a unos criterios de responsabilidad medioambiental. Hoy más que nunca, la previsibilidad en el acceso y suministro energético es una pieza clave para cualquier sociedad moderna y constituye una de las piedras angulares para poder asegurar nuestro desarrollo económico y social.

Europa y Estados Unidos, por su condición de grandes consumidores mundiales, constituyen los principales interesados en estas estrategias de reducir su dependencia y su factura energética, mediante políticas basadas en fomentar las fuentes de suministro autóctonas, fomentar la eficiencia energética y apostar por la inversión en investigación y desarrollo de nuevas tecnologías. Nos hemos acostumbrado a poder disponer de energía en cantidad suficiente, pero el panorama mundial está cambiando y todas las previsibles tensiones, unidas a las crecientes exigencias de protección medioambiental, nos ponen en una nueva situación que debemos ser capaces de resolver satisfactoriamente.

España no es ajena a este contexto de preocupación. Muy al contrario, tenemos mayores motivos de inquietud: un grado de dependencia energética superior al 80%; inseguridad en el actual almacén regulatorio del sector; indefinición sobre el uso en el futuro de determinadas fuentes de energía; elevada restricción medioambiental y pérdida de peso en los escenarios internacionales. Sin embargo, también contamos con otros elementos a favor como un mix tecnológico bien diversificado, una posición ventajosa en el desarrollo de energías renovables, unos operadores de redes de transporte de electricidad e hidrocarburos eficientes y una apuesta decidida por la inversión empresarial. Todos estos factores son los que han permitido soportar los fuertes incrementos de la demanda en los últimos años.

Mientras que se sigue avanzando en el campo de las nuevas tecnologías ligadas al hidrógeno o a las energías renovables, que sin duda tendrán una decisiva aportación en el futuro, los combustibles fósiles, la energía hidráulica y nuclear deberían seguir desempeñando un importante papel a corto y medio plazo en nuestro mix energético. Por el momento, no resultaría realista anticipar una sustitución brusca de la estructura energética actual por otra nueva.

La seguridad en el abastecimiento energético requiere de un equilibrio entre las diversas fuentes energéticas, a fin de evitar o reducir nuestra exposición a eventuales problemas en el suministro. En este sentido, a fin de contribuir a tener una mayor seguridad, es necesaria una correcta diversificación en el suministro y distribución de energía, tanto para los diferentes tipos de energía como para las distintas fuentes.³

³ SEDIGAS

1.6 PROBLEMA MEDIOAMBIENTAL

Los últimos años del pasado siglo XX han sido testigos de un profundo cambio estructural de las condiciones y fundamentos que regían la generación de energía eléctrica tradicional en los países industrializados. Dos han sido las causas que permiten explicar estos cambios: por un lado, la creciente liberalización de los mercados eléctricos y por el otro, el cambio climático y la creciente preocupación medioambiental existente en las sociedades desarrolladas.

La liberalización del mercado eléctrico, con el progresivo abandono de los esquemas regulatorios tradicionales, ha hecho volver la vista a sistemas con menores costes de inversión como factor que permite incrementar la competitividad entre empresas. El otro gran impulsor de esta transformación, como se ha comentado, ha sido la preocupación existente por el cambio climático y el concepto de desarrollo sostenible, plasmado en iniciativas como la Cumbre de Río de Janeiro (1992), el protocolo de Kioto (1997) y desarrollos subsiguientes. Este último factor es el que explica el auge inusitado de la generación de energía con fuentes renovables en la mayoría de los países desarrollados, al tiempo que refuerza la consolidación de alternativas de generación con combustibles fósiles caracterizadas por una elevada eficiencia energética y bajos niveles de emisión de CO₂ y gases contaminantes. Es en este último apartado -eficiencia y bajos niveles de emisión- es donde la generación con ciclos combinados y energías renovables tiene especial relevancia como medio de cubrir una parte sustancial de la creciente demanda de energía eléctrica.

Ciñéndose al caso europeo, se tiene el incontestable impulso que la Unión Europea está dando a políticas de protección del medio ambiente, desarrollo sostenible y ahorro energético. Es en los últimos años donde se están aprobando un mayor número de directivas que afectan a grandes instalaciones de combustión, limitando las emisiones de gases de partículas. Es previsible además que las tendencias indicadas continúen y se consoliden en un futuro cercano

El medio ambiente, por tanto, se ha convertido en el tercer pilar del modelo económico europeo de desarrollo sostenible, lo que en la práctica se ha traducido en una creciente y prolija normativa medioambiental, cuyos sujetos impondibles han sido principalmente los sectores industriales y comerciales. El principal problema de este proceso es que se ha realizado sin haber evaluado suficientemente de antemano sus consecuencias en términos de desarrollo económico y sostenibilidad sobre el modelo de bienestar europeo.

El sector energético está siendo uno de los más afectados por la normativa y los aspectos medioambientales, especialmente en lo referente al cambio climático. Se está condicionando su desarrollo, lo que ha originado que tanto la Comisión Europea como los Estados miembro tomen conciencia del problema y se planteen nuevas formas de producir o ahorrar energía, principalmente mediante la reconsideración en el uso de fuentes autónomas, el fomento de la investigación y el desarrollo tecnológico y la mejora de la eficiencia.

No cabe duda que todo este proceso puede suponer una gran oportunidad para el sector energético europeo, donde hacen falta inversiones de más de un billón de euros en los

próximos 20 años, para conseguir un desarrollo tecnológico de referencia mundial que permita a su vez cumplir los objetivos de seguridad, competitividad y sostenibilidad establecidos en el recién aprobado Libro Verde.

Por otro lado, destacar que las necesidades de diversificar las fuentes de los distintos combustibles y las situaciones socio-culturales de determinadas zonas han llevado a nuestro país a contar con un mix energético que puede presentar serias limitaciones en términos de emisiones de CO₂, si a situaciones de poca pluviosidad se unen las restricciones al desarrollo de nuevas infraestructuras de generación más eficientes y menos contaminantes. Además de tener una dependencia energética externa superior al 80%, España muestra un indicador de Intensidad Energética (con 222,5 kg equivalentes de petróleo por cada 1.000 euros de PIB) superior en un 18,7% a la media de la UE-15 y en un 8,6% a la media de la UE-25. Este índice ha registrado un descenso del 2,7% en los últimos 10 años, reducción que en un 74% se ha conseguido exclusivamente por el esfuerzo realizado por el sector industrial en los cinco últimos años para adaptarse a las exigencias de competitividad, ya que en otros sectores, como el transporte, el sector doméstico y residencial, se han producido aumentos significativos, en consonancia con los niveles de bienestar y calidad de vida. La distinta evolución sectorial ha limitado la reducción española a un tercio de la mejora registrada por UE-15.

En un horizonte de 15 años, la Agencia Internacional de la Energía (AIE) prevé un escenario para España en el que su intensidad energética puede reducirse alrededor de un 15%, cifra que se debiera considerar poco ambiciosa, si valoramos nuestra peor posición de partida, y el objetivo de reducción del 20% que se recoge en el Libro Verde europeo sobre “Como consumir mejor con menos”, de junio de 2005.

1.7 TECNOLOGÍA SOLAR TÉRMICA

La energía solar térmica ofrece muchas aplicaciones y ventajas respecto a la energía convencional, ya que se trata de una fuente energética gratuita, limpia e inagotable. Sin embargo, su desarrollo en España está aún limitado, a pesar de ser el país europeo con mayor radiación. Alemania, por ejemplo, hasta hace poco tiempo, era el país con más instalaciones solares de toda Europa, con alrededor del 62% de toda la potencia solar instalada en el continente. La causa principal de la escasa implantación de este tipo de energía es que la política de subvenciones ha sido desafortunada, primando la inversión inicial, y no la producción de energía. Tal es el caso de otros recursos renovables como la eólica y la fotovoltaica, además de la falta de concienciación ecológica y la necesidad de realizar una inversión alta que no todo el mundo está dispuesto a asumir. No obstante, durante los últimos años los costes se han abaratado de manera importante y, además, las instalaciones solares cuentan con importantes ayudas y subvenciones por parte de las instituciones para intentar fomentar su consumo.

A continuación se exponen diversos puntos a favor de la instalación de los sistemas solares térmicos:

- Reducción de la emisión de gases de efecto invernadero.
- Reducción de costes adicionales derivados del aumento del precio de los combustibles fósiles.
- Posibilidad de recibir subvenciones.
- Mejor posición para el mercado inmobiliario por su mayor atractivo ecológico respecto de una instalación basada en la combustión de combustibles fósiles.

Sin embargo, la desventaja más importante se encuentra en que la inversión inicial que se debe hacer para poder realizar un proyecto de estas características resulta elevada y pese a que se puede amortizar, el periodo de amortización resulta muy largo, y a menudo casi alcanza al periodo de vida útil de la instalación. Tampoco son reducidos los costes de mantenimiento, si se piensa en la naturaleza doméstica de dichas instalaciones.

Otro de los inconvenientes de la energía solar es su variabilidad a lo largo del día y del año, así como su falta de sintonía con la demanda. Esto da pie a que su uso combinado con otras tecnologías de eficiencia energética como la cogeneración, se proponga como una opción de mejora que facilite su implantación.

1.8 COGENERACIÓN

Los hitos de la cogeneración en España se remontan a 1.982, cuando se promulgó la primera legislación que proponía favorecer la producción eficiente de electricidad por estos medios, con el régimen especial de producción eléctrica. En la actualidad se aplica en sectores industriales que utilizan vapor y/o agua caliente, caso del químico papelerero o alimentario, en los que se requieren procesos de secado, como el minero o el cerámico y, en general, en cualquier instalación que consuma calor o frío, en cuyo caso se hablaría de trigeneración.

Se define cogeneración como la producción simultánea de energía mecánica (transformada en electricidad) y energía térmica útil. Igualmente, se entiende como poligeneración a la producción simultánea y conjunta de tipos adicionales de energía útil: frío (trigeneración para climatización y agua fría de proceso, p.e.), aire comprimido, otros tipos de energía mecánica, vapor y/o agua caliente a diferentes temperaturas, etc. La producción simultánea supone que puede ser utilizada simultáneamente, lo que implica proximidad de la planta generadora a los consumos, en contraposición al sistema convencional de producción de electricidad en centrales termoeléctricas independientes, donde también se desprende calor, pero este no es aprovechado y ha de ser eliminado al ambiente.

La cogeneración, por tanto, es un sistema distribuido de producción de electricidad, lo que conlleva un ahorro de inversión en líneas de transporte y distribución y la disminución de las pérdidas en estas líneas. Está considerada como Mejor Técnica Disponible porque ahorra energía primaria y emisiones, disminuye pérdidas por transporte y mejora la calidad del suministro.

Considerada por muchos la energía más eficiente, tanto económica como ambientalmente, el peso de la cogeneración en el mapa energético nacional es evidente: supone el 10% de la demanda eléctrica nacional y el 40% en el marco del Régimen Especial, siendo ya la tecnología de regencia para 900 empresas industriales en España. Además, el uso de sistemas de cogeneración permite a España ahorrar anualmente en energía primaria 850.000 tep, lo que supone casi el 3% de las importaciones de gas natural de nuestro país; y el evitar la emisión de 7 millones de toneladas de CO₂, por lo que sin cogeneración, el incumplimiento de España con Kioto sería un 5% superior al actual. Desde esta perspectiva, la cogeneración es una herramienta contra el cambio climático. Ahorra energía primaria conservando los recursos naturales, produce a precios competitivos, con una política de subvenciones favorable, y evita energía fósil y emisiones nocivas. La cogeneración cubre el 10% del esfuerzo nacional para cumplir con Kioto.

Las principales ventajas de los sistemas de cogeneración son:

- Eficiencia: con rendimientos globales del orden del 90%, la cogeneración ahorra hasta un 50% de energía primaria frente a un suministro energético convencional.
- Potencia: los equipos de cogeneración pueden operar más de 8.300 h al año cubriendo con calor residual sustanciales fracciones de la demanda térmica de los usuarios.
- Limpieza: el ahorro de CO₂ y de emisiones contaminantes es proporcional al ahorro energético y puede superar al alcanzable con energías renovables.

- Sencillez: se integra con facilidad en las instalaciones térmicas y eléctricas de todo tipo de edificios y trabaja bajo demanda, no en función de un recurso externo.
- Confiabilidad: emplea tecnología madura y sobradamente probada que permite garantizar servicio y resultados por más de 80.000h a cambio de un sencillo mantenimiento.
- Rentabilidad: supone una inversión moderada que se amortiza rápidamente con el ahorro en costes energéticos.

Las compañías y servicios que cogeneran incrementan su competitividad y eficiencia, produciendo calor o frío para su actividad y generando a la vez electricidad eficiente allí donde se consume. Con ello, ahorran emisiones y energía primaria, y aseguran el suministro. Cogenerar es hoy una oportunidad con algunas barreras que frenan su mayor desarrollo. Existen barreras administrativas porque es necesario un reglamento de conexión a baja tensión que agilice los trámites y clarifique cuestiones técnicas, pero también barreras económicas, y en ocasiones el régimen económico de las plantas de menos de 500kW resulta incómodo para tomar la decisión de inversión en los casos en que no hay posibilidad de acogerse a un precio de gas natural de alta presión, y además el centro consume calor útil durante menos de 4.000 horas/año, algo típico de sector terciario, salvo en el caso de hospitales.

Entre 2007 y 2008, el marco normativo de la cogeneración cambió radicalmente ganando en seguridad y visibilidad tras años de medidas cambiantes y parciales que perjudicaron notablemente el desarrollo del sistema, estancando el crecimiento del sector. En 2009 se experimentó un fuerte desarrollo de la cogeneración de la mano de la renovación del parque de instalaciones con el Plan Renove y del desarrollo de nuevas aplicaciones en el sector terciario.

Por otra parte, el desarrollo de las aplicaciones en el sector terciario es la otra gran vía de impulso a la cogeneración distribuida eficiente. La microcogeneración va extendiéndose cada vez de forma más rápida. El marco establecido en el RD661/07 y las ayudas del Plan de Acción (E4), fundamentan el desarrollo de la cogeneración en el sector terciario. Las realizaciones en el sector terciario requieren un esfuerzo adicional de promoción por su menor implantación y grado de conocimiento. Las aplicaciones en depuradoras de agua, servicios municipales, instalaciones públicas de todo tipo como hospitales, hoteles, alojamientos rurales, centros deportivos, centros de ocio y nuevas áreas urbanísticas son una enorme oportunidad.

Si se reactiva la cogeneración, se impulsa la competitividad, la productividad, la mejora ambiental y el empleo, tanto en la industria como en el sector servicios.

1.9 EFICIENCIA ENERGÉTICA EN EDIFICACIÓN

Para la mayoría de los ciudadanos, la compra de una vivienda supone la mayor inversión a lo largo de su vida, con un tiempo de permanencia en la misma que oscila entre los 20 y los 40 años. Dentro de las prioridades de compra se encuentran lógicamente una gran diversidad de factores: accesibilidad, habitabilidad, confortabilidad, disponibilidad de servicios, etc., habiéndose olvidado en muchos casos el factor vinculado al consumo energético.

Tradicionalmente, el sector de la construcción ha buscado la rentabilidad a corto plazo, obviando factores como el citado anteriormente. Es como si hubieran primado los factores cortoplacistas frente a los de largo plazo o, dicho de otro modo, ha primado el vender a toda costa sacrificando parte de la calidad y de la rentabilidad a largo plazo.

Todo ello ha estado unido a una carencia de información hacia el público en cuanto a las características energéticas de las viviendas. El sector residencial consume, aproximadamente, la cuarta parte de toda la energía demandada, estimándose que el potencial de ahorro está entre el 30% y el 40 %.

Un edificio de viviendas puede asimilarse a un ser humano. Dispone de una estructura que le da estabilidad, equivalente al esqueleto de una persona; una envolvente térmica a lo largo de las fachadas y cubiertas, asimilable a la epidermis; y una serie de instalaciones y sistemas internos: para calefacción y refrigeración, para iluminación, para suministro de agua, etc., equivalentes a los diferentes sistemas y órganos vitales de un ser vivo.

Desde un punto de vista energético, todos ellos configuran un sistema complejo, que debe estar armoniosamente equilibrado, a través de un adecuado diseño, que contemple el uso del edificio, las condiciones climatológicas del lugar, la estacionalidad, etc., intentando lograr un uso racional de la energía.

Básicamente, tres son las vías de reducción del consumo de energía en las viviendas: el diseño ecoeficiente o bioclimático de las edificaciones; la incorporación de instalaciones de aprovechamiento de las energías renovables, y el fomento de la eficiencia a través de equipamientos modernos, materiales innovadores, etc.

Recientemente, y como consecuencia de la adaptación de la normativa vigente a las diferentes Directivas europeas, han visto la luz diversas disposiciones que constituyen un punto de inflexión en la forma de trabajar en el sector de la edificación. Tres son los pilares básicos de este cambio: el Código Técnico de la Edificación, el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios y la obligatoriedad de certificar energéticamente a éstos informando a los compradores de la clase que poseen.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

2.1 DESCRIPCIÓN DEL INMUEBLE

2.1.1 LOCALIZACIÓN DEL EDIFICIO

El edificio objeto de estudio se localiza en el complejo residencial Rubín, perteneciente a Oviedo, ciudad española de latitud norte 43°21'13'' y altitud igual a 336 metros. Como en la mayor parte del Principado, en Oviedo domina un clima oceánico, con suaves veranos y frescos inviernos y una pluviosidad bastante repartida a lo largo del año, predominando en invierno y primavera. El clima está algo continentalizado debido a que no se trata de una ciudad litoral, sino de interior, por lo que las temperaturas fluctúan más que en las zonas costeras. Durante el período comprendido entre 1.972 y 2.000, la temperatura media anual fue de 12,9°C, con agosto como el mes más caluroso, con una media de 18,7 °C, y enero como el más frío, con 8,0 °C de promedio. Históricamente, la menor temperatura registrada en la ciudad desde que existen mediciones ocurrió el 3 de febrero de 1902, cuando se alcanzaron -10,4 °C; la máxima se alcanzó el 11 de agosto de 1870, cuando el termómetro subió hasta los 38 °C.

La pluviosidad hace que la media de humedad relativa se sitúe sobre el 78% durante todo el año, prácticamente sin variación entre meses. No son frecuentes los fenómenos meteorológicos extremos; durante el periodo anterior la media anual de días de nieve fue de cinco, concentrándose exclusivamente en los meses de invierno.

El Instituto Nacional Meteorológico permite identificar detalladamente, aunque con la suficiente brevedad, los rasgos climatológicos ovetenses más relevantes necesarios para acometer con conocimiento de causa un proyecto de calefacción/climatización a lo largo del año. Así, las características climatológicas normales de Oviedo comprendidas desde el año 1972 hasta el año 2000 son:

Mes	T	TM	Tm	R	H	DR	DN	DT	DF	DH	DD	I
Enero	8.0	11.7	4.2	85	76	10	1	1	5	3	4	117
Febrero	8.8	12.8	4.8	85	75	11	1	1	5	2	3	117
Marzo	10.0	14.4	5.6	82	75	11	1	1	6	1	3	147
Abril	10.6	14.9	6.3	109	77	13	0	2	8	0	2	152
Mayo	13.3	17.6	9.1	94	79	12	0	3	10	0	2	158
Junio	16.1	20.3	11.9	53	80	8	0	2	11	0	2	168
Julio	18.3	22.4	14.1	52	80	8	0	3	12	0	3	174
Agosto	18.7	22.8	14.5	55	81	8	0	3	12	0	3	171
Septiembre	17.3	21.7	12.9	64	79	8	0	2	11	0	3	154
Octubre	14.0	18.1	10.0	98	79	11	0	1	9	0	2	134
Noviembre	10.8	14.6	7.1	101	78	11	0	1	7	0	3	114
Diciembre	9.0	12.5	5.5	96	76	11	0	1	5	2	3	105
Año	12.9	17.0	8.8	973	78	122	5	20	100	8	33	1711

LEYENDA	
T	Temperatura media mensual/anual (°C)
TM	Media mensual/anual de las temperaturas máximas diarias (°C)
Tm	Media mensual/anual de las temperaturas mínimas diarias (°C)
R	Precipitación mensual/anual media (mm)
H	Humedad relativa media (%)
DR	Número medio mensual/anual de días de precipitación superior o igual a 1 mm
DN	Número medio mensual/anual de días de nieve
DT	Número medio mensual/anual de días de tormenta
DF	Número medio mensual/anual de días de niebla
DH	Número medio mensual/anual de días de helada
DD	Número medio mensual/anual de días despejados
I	Número medio mensual/anual de horas de sol

Tabla 1: Características climatológicas de la ciudad de Oviedo entre 1.972 y 2.000. Fuente: Instituto Nacional Meteorológico.

Particularmente, la temperatura ambiente diaria media mensual registrada en Oviedo en el último año 2009 es:

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
T (°C)	7,5	8,5	9,5	10,3	12,8	15,8	18,0	18,3	17,4	14,0	10,4	8,7

Tabla 2: Temperatura ambiente diaria media mensual en Oviedo en 2009. Fuente: Guía ASIT 2009.

NOTA: Datos climáticos de temperatura ambiente

Como se verá más adelante, resulta conveniente efectuar una estimación de la demanda horaria del edificio, para lo cual es imprescindible disponer de datos horarios de temperatura ambiente. Así, se ha tomado una base de datos elaborada por el IDAE y recogida por el Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, con registros horarios medios durante las dos últimas décadas, con fecha última de modificación de junio de 2009.

2.1.2 DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO

El inmueble se encuentra integrado por 212 viviendas con trastero, una planta baja con locales comerciales, 262 garajes repartidos a lo largo de 2 plantas de sótanos, 5 plantas tipo, las plantas 6ª y 7ª de viviendas, una planta ático y una cubierta. Se trata de un edificio en U de grandes dimensiones, de apariencia simétrica, cuya descripción se intenta abordar literal y gráficamente en lo sucesivo.

Estas primeras imágenes pueden dar una idea exterior del edificio y por tanto del problema a estudiar:



Figura 1: Edificio Rubén, Oviedo



Figura2: Edificio Rubén, Oviedo

El edificio presenta la siguiente composición por pisos:

- Planta sótano 2: 154 trasteros y 178 plazas de garaje.
- Planta sótano 1: 58 trasteros y 84 plazas de garaje.
- Planta baja: 6 portales y 12 locales comerciales.
- Plantas 1ª: 30 viviendas.
- Plantas tipo 2ª, 3ª, 4ª y 5ª: 30 viviendas por planta, un total de 120 viviendas.
- Planta 6: 25 viviendas.
- Planta 7: 23 viviendas.
- Planta ático: 14 viviendas.
- Cubierta.

Con seguridad, una vista transversal del inmueble permite obtener una idea más clara de su configuración por plantas:



Figura 3: Sección transversal del inmueble

El diseño de ACS exige el acondicionamiento de las 212 viviendas del edificio, considerando que los locales comerciales de la planta baja son gestionados de manera independiente, mientras que el servicio de calefacción y climatización, en principio, ya se verá más adelante cuales son las prestaciones exactas, se dispensa a todo el conjunto de viviendas. Si esto no fuera posible, se valorará la posibilidad de climatizar únicamente los locales comerciales de la planta baja.

Conviene hacer la siguiente consideración, observando los planos se advierte que el edificio se estructura en base a 6 grandes bloques. Las viviendas se identifican teniendo en cuenta el bloque al que pertenecen. Los bloques 1, 3, 4 y 6 tienen dos escaleras, mientras que los bloques 2 y 5 sólo una. Los usuarios pueden acceder a los sótanos desde cada uno de los bloques a través de las escaleras o de los ascensores. Los sótanos incluyen un vestíbulo de independencia y se comunican entre ellos y la calle por medio de rampas.

○ PLANTA SÓTANO 2

Con una superficie de 6.329 m^2 , la distribución del sótano 2 es la siguiente:

- Servicios comunes correspondientes a los 6 bloques con un total de $349,35 \text{ m}^2$
- Trasteros de los 6 bloques con una superficie de $1.222,1 \text{ m}^2$
- Plazas de garaje de los 6 bloques y los bloques A y B con una superficie de $47.57,55 \text{ m}^2$
- Rampa de comunicación con el sótano 1 de $99,35 \text{ m}^2$

Los servicios comunes representan el paquete de superficie que componen los ascensores y sus correspondientes salas de máquinas, las escaleras, los vestíbulos independientes y los pasillos para cada uno de los bloques.

Fíjese en que las plazas de garaje no son todas del mismo tamaño, ni siquiera responden a una geometría particular. De la misma manera sucede para los cuartos trasteros.

La imagen en planta del sótano 2, exportada de los planos facilitados por el departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, permite ilustrar mejor algunos de los aspectos señalados:

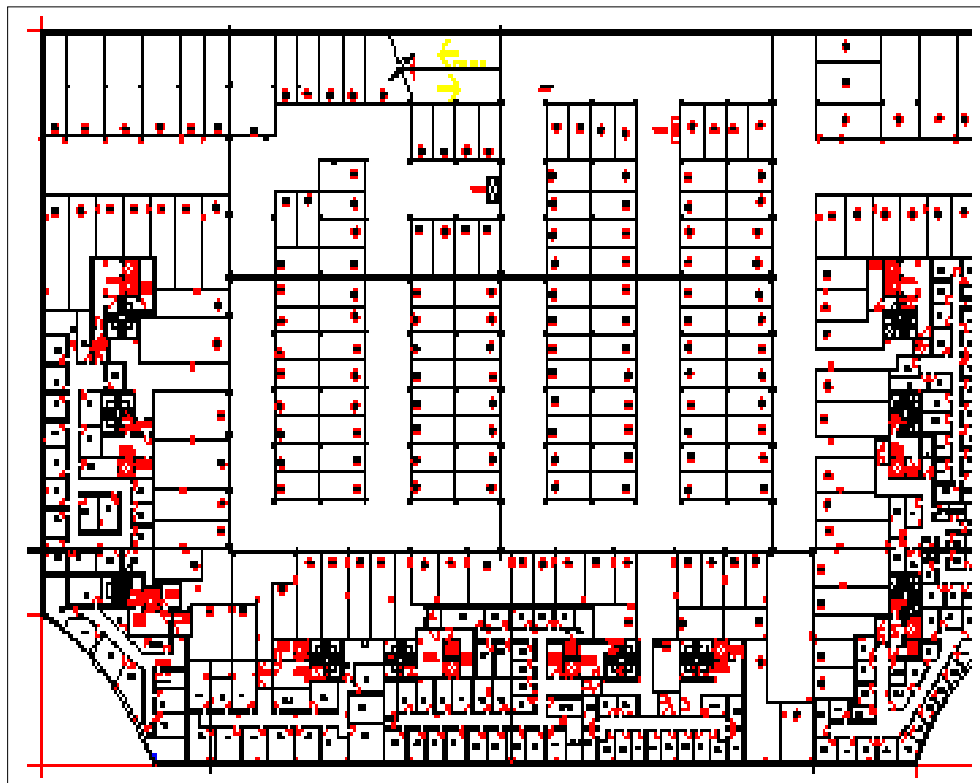


Figura 4: Vista en planta de la planta sótano 2. Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.

○ PLANTA SÓTANO 1

La distribución del sótano 1, con 3.413,1 m², es la siguiente:

- Servicios comunes para los bloques 4, 5 y 6 con un total de 136,5 m²
- Trasteros correspondientes a los bloques 4, 5 y 6 con una superficie de 489,6 m².
- Plazas de garaje de los bloques 4, 5 y 6 y los bloques A y B con una superficie de 2484,60 m².
- Rampas de subida de acceso al exterior y de bajada de comunicación con el sótano 2 de pendiente igual al 18%, con un total de 202,8 m²
- Sala de calderas en el bloque 4 de 99,6 m² de superficie.

En esta planta sólo tienen representación los bloques 4, 5 y 6. Los servicios comunes constan de ascensores, escaleras de acceso, vestíbulos independientes y pasillos y la sala de calderas.

De igual manera que el sótano 2, las plazas de garaje y trastero son de distinto tamaño y dimensiones.

La imagen en planta del sótano 1, exportada de los planos facilitados por el departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, permite ilustrar mejor algunos de los aspectos señalados:

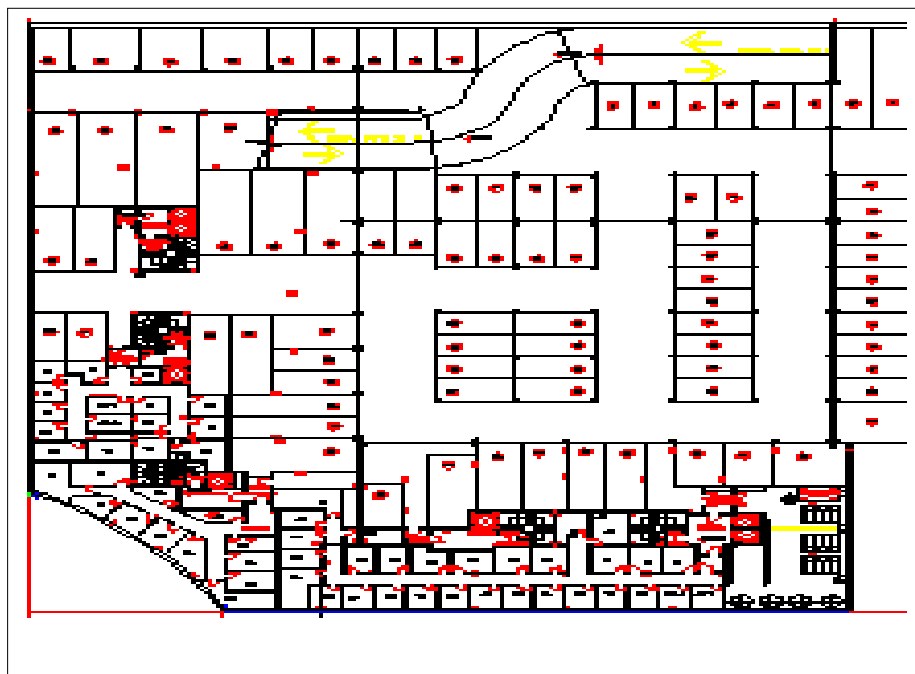


Figura 5: Vista en planta de la planta sótano 1. Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.

○ PLANTA BAJA

La planta baja cuenta con una superficie total de $1949,30 \text{ m}^2$, pudiendo distinguir $524,20 \text{ m}^2$ de portales y $1.425,10 \text{ m}^2$ de locales comerciales. El espacio puede estructurarse por bloques. Si efectuamos la descomposición se tiene:

- Bloque 1: $102,4 \text{ m}^2$ de portal y locales 1 y 2 con un total de $297,90 \text{ m}^2$.
- Bloque 2: $51,40 \text{ m}^2$ de portal y locales 3 y 4 con un total de $210,20 \text{ m}^2$.
- Bloque 3: $106,20 \text{ m}^2$ de portal y locales 5 y 6 con un total de $265,10 \text{ m}^2$.
- Bloque 4: $107,70 \text{ m}^2$ de portal y locales 7 y 8 con un total de $255,50 \text{ m}^2$.
- Bloque 5: $54,00 \text{ m}^2$ de portal y locales 9 y 10 con un total de $265,10 \text{ m}^2$.
- Bloque 6: $102,50 \text{ m}^2$ de portal y locales 11 y 12 con un total de $215,20 \text{ m}^2$.

Se tiene entonces un cuadro de superficies formado por los portales de los 6 bloques de viviendas y 12 locales comerciales de distinto tamaño con disposición aproximadamente simétrica.

La imagen en planta de la planta baja, exportada de los planos facilitados por el departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, permite contrastar algunos de los aspectos señalados:



Figura 6: Vista en planta de la planta baja. Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.

○ **PLANTAS TIPO: PLANTAS 1ª, 2ª, 3ª, 4ª y 5ª**

El edificio Rubín está formado por 5 plantas de viviendas tipo, es decir, plantas exactamente iguales. Cada planta supone un total de 2853,80 m², pudiéndose diferenciar entre superficie útil, superficie construida y servicios comunes. El espacio puede estructurarse nuevamente por bloques. Para visualizar mejor la configuración de las viviendas en cada una de las plantas, se puede efectuar una tabla muy reveladora:

		BLOQUE 1		BLOQUE 2		BLOQUE 3		BLOQUE 4		BLOQUE 5		BLOQUE 6	
SUPERFICIE		ESC1	ESC2	ESC1	ESC2	ESC1	ESC2	ESC1	ESC2	ESC1	ESC2	ESC1	ESC2
Vivienda	A	82,4	79	56,5	-	84,9	85,6	85,6	84,9	69,8	-	79	82,4
	B	85,5	84,1	91,3	-	78	58,6	58,6	66,1	100,2	-	84,1	85,5
	C	85,5	-	82,4	-	-	55,1	55,1	-	39,8	-	-	85,5
	D	80,5	-	-	-	-	81,9	81,9	-	-	-	-	80,5
Serv. comunes		29,6	21,4	21,9	-	21	23,8	23,8	20,7	21,4	-	21,4	29,6

Tabla 2: Superficie útil por bloque y escalera de las viviendas de las plantas tipo.

En previsión a cálculos futuros de carga térmica, la tabla que se indica se refiere a la superficie útil de las viviendas, que es, en definitiva, el espacio habitable y el que se deberá climatizar.

La imagen en planta de la plantas tipo, exportada de los planos facilitados por el departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, permite contrastar algunos de los aspectos señalados:

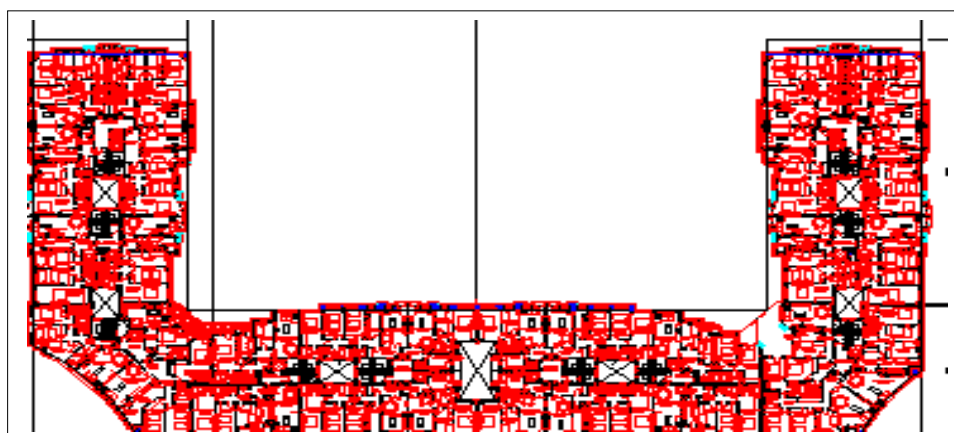


Figura 7: Vista en planta de las plantas tipo. Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.

○ PLANTA 6

Las planta 6 tiene 2511,70 m² de superficie total, pudiendo diferenciar entre superficie útil, superficie construida y servicios comunes. Se puede utilizar una tabla de las mismas características que la empleada para las plantas tipo para expresar claramente la distribución de la planta:

		BLOQUE 1		BLOQUE 2		BLOQUE 3		BLOQUE 4		BLOQUE 5		BLOQUE 6	
SUPERFICIE		ESC1	ESC2	ESC1	ESC2	ESC1	ESC2	ESC1	ESC2	ESC1	ESC2	ESC1	ESC2
Vivienda	A	82,4	79	56,5	-	84,9	85,6	85,6	84,9	69,8	-	79	82,4
	B	85,5	84,1	91,3	-	78	58,6	58,6	66,1	100,2	-	84,1	85,5
	C		-	82,4	-	-	55,1	55,1	-	39,8	-	-	85,5
	D	-	-	-	-	-	81,9	81,9	-	-	-	-	80,5
Serv. comunes		29,6	21,4	21,9	-	21	23,8	23,8	20,7	21,4	-	21,4	29,6

Tabla 3: Superficie útil por bloque y escalera de las viviendas de las plantas tipo.

Nótese que, en este caso, algunas viviendas cuentan con terraza, circunstancia que se ha recogido convenientemente.

La imagen en planta de la plantas tipo, exportada de los planos facilitados por el departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, permite contrastar algunos de los aspectos señalados:

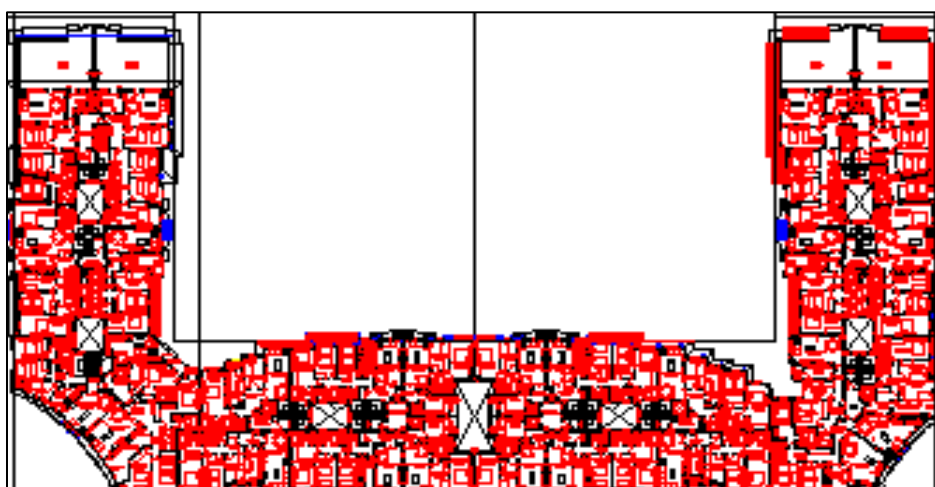


Figura 8: Vista en planta de la planta 6ª. Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.

○ PLANTA 7

Las plantas tipo tienen $2853,80 \text{ m}^2$ de superficie total, pudiendo diferenciar entre superficie útil, superficie construida y servicios comunes. que se organiza constituida por $524,20 \text{ m}^2$ de portales y $1425,10 \text{ m}^2$ de locales comerciales. El espacio puede estructurarse por bloques. Si efectuamos la descomposición se tiene:

- Bloque 1: Servicios comunes correspondientes a los 6 bloques con dos grupos de escaleras para los bloques 1, 3, 4 y 6 que hacen un total de $349,35 \text{ m}^2$
- Plazas de trasteros con una superficie de $1222,1 \text{ m}^2$
- Bloques de garaje con una superficie de $4757,55 \text{ m}^2$
- Rampa de comunicación con el sótano 1 con $99,35 \text{ m}^2$

La imagen en planta de la plantas tipo, exportada de los planos facilitados por el departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, permite contrastar algunos de los aspectos señalados:

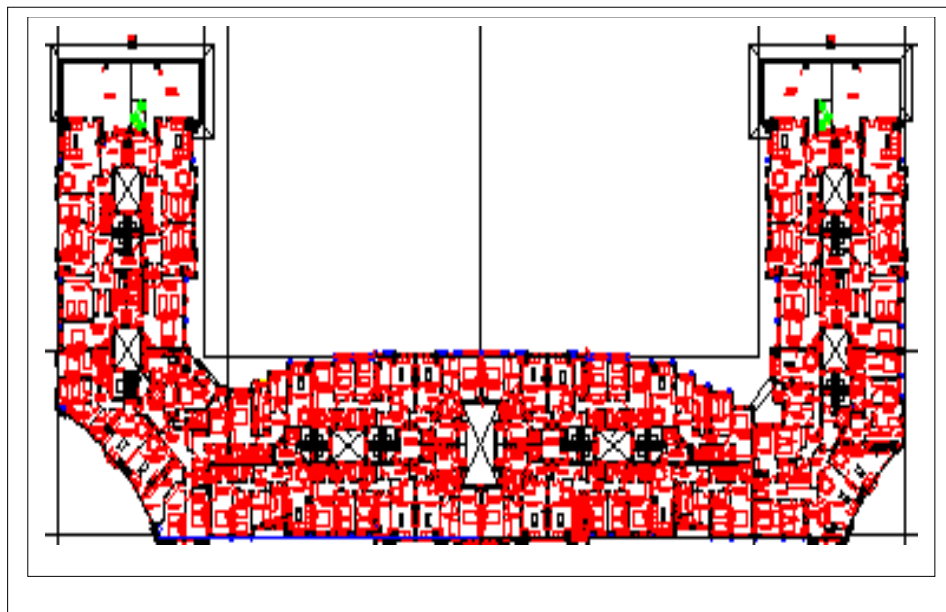


Figura 9: Vista en planta de la planta 7ª. Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.

○ CUBIERTA

La cubierta adquiere un papel fundamental puesto que se trata del lugar donde se situarán los captadores solares. En posteriores capítulos, correspondientes al dimensionado de la instalación analizaremos con mayor grado de detalle la cubierta, diferenciando chimeneas, obstáculos pertenecientes a distintos sistemas de la instalación del edificio o elemento puramente arquitectónicos.

A grandes rasgos, la cubierta presenta una estructura a dos aguas o doble vertiente, tanto en la parte central como en los laterales, e incorpora en algunos casos tejados habilitados de las terrazas correspondientes de algunos de los áticos.

En la figura se aprecia que la vista en planta de la cubierta contiene en amarillo porcentajes para los cambios de rasante, esto es, las distintas pendientes de la cubierta. Fíjese que el dato en porcentaje no es directamente el ángulo de inclinación de la cubierta en las diferentes regiones de la cubierta, para conocer este valor que permitirá caracterizar entre otras cosas la irradiación que alcanza la cubierta, se ha de utilizar la tangente. Un porcentaje del 26,34% es equivalente a decir que, por cada 100 metros en horizontal se suben 26,34 con la inclinación que se tenga. De este modo:

$$34,70\% \rightarrow tg(\alpha) = \frac{34,70}{100} = 0,3470 \Rightarrow \alpha = arctg(0,347) = 19,14^\circ$$

En una primera inspección se comprueba que la inclinación de la cubierta donde se situarán los colectores, no es lo suficientemente pronunciada como para colocar los captadores por superposición, a tenor de las recomendaciones del CTE para una instalación funcionando a lo largo de todo el año, que exigen una inclinación aproximada de $\alpha \approx \phi = 43,21^\circ$. Por lo tanto, será necesario inclinar los colectores sobre la cubierta $19,14^\circ$.

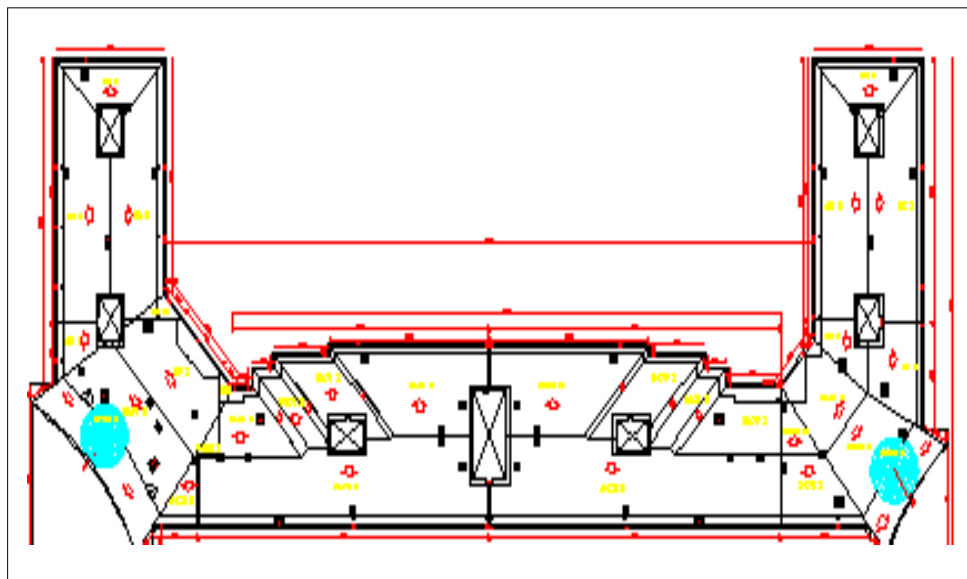


Figura 10: Cubierta. Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.

2.2 NORMATIVA

El proyecto que se ha realizado se sitúa dentro del marco legislativo español vigente, mostrando especial atención a las exigencias recogidas en materia de edificación e instalaciones térmicas solares y de cogeneración/trigeneración. Siendo responsabilidad del diseñador o proyectorista el cumplimiento del reglamento, se contempla la siguiente normativa:

- Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en la Edificación (RITE) y sus instrucciones Técnicas Complementarias (ITC).
- Real decreto 314/2006, de 17 de marzo, por el que se aprueba el Código Técnico de la Edificación (CTE). BOE nº 74 de 28 de marzo.
- Real Decreto 842/2002, de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico para Baja Tensión y sus Instrucciones Técnicas Complementarias.
- Real Decreto 865/2003, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para prevención y control de la legionelosis.
- Pliego Solar de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Tensión, IDAE 2004.
- Documentos Técnicos de Instalaciones en la Edificación (DTIE), ATECYR, 2004.
 - 1.1 Preparación de instalaciones solares para consumo de ACS.
 - 8.03 Instalaciones térmicas de ACS.
- Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo, sobre la metodología para la actualización y sistematización jurídicas y económicas del régimen especial de producción de energía eléctrica.
- Real Decreto 616/2007, 11 de mayo, sobre el fomento de la cogeneración.
- Directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 11 de febrero, sobre el fomento de la cogeneración sobre la base de la demanda de calor útil en el mercado interior de la energía.
- Orden ITC/1522/2007, de 24 de mayo, por la que se establece la regulación de la garantía de origen de la electricidad procedente de fuentes de energía renovable y de cogeneración.
- Plan de acción Ahorro y Eficiencia Energética 2008-2012, aprobado en Consejo de Ministros del 20 de julio de 2007, por el que se programan ayudas como medida para potenciar la cogeneración.

El dimensionamiento de los componentes de la instalación solar tiene en cuenta algunas otras normas internacionales UNE que garantizan un diseño adecuado y que, por supuesto, no entran en conflicto con las anteriores normas. Así se tiene:

Componente	Normativa
Instalación solar	UNE-EN 94 002: 2004, UNE-EN 12977-1:2002
Captador	UNE-EN 12977-1: 2002
Acumulador	UNE 112076, UNE EN 12897
Tuberías	UNE EN 1057, UNE 100050
Control	UNE-EN 12977-1:2002

Tabla 4: Normativa UNE de obligado cumplimiento en instalaciones solares.

2.2.1 MARCO LEGAL

El Código Técnico de la Edificación es el marco normativo por el que se regulan las exigencias básicas de calidad que deben cumplir los edificios de toda nueva construcción, incluidas sus instalaciones, para satisfacer los requisitos básicos de seguridad y habitabilidad. En la sección HE4 de su Documento Básico de Ahorro de Energía, “*Contribución solar mínima de agua caliente sanitaria*”, establece que en los edificios con previsión de demanda de agua caliente sanitaria o de climatización de piscina cubierta, en los que así se establezca en el mismo, una parte de las necesidades energéticas térmicas derivadas de esa demanda se cubrirá mediante la incorporación en los mismos de sistemas de captación, almacenamiento y utilización de energía solar de baja temperatura, adecuada a la radiación solar global de su emplazamiento y a la demanda de agua caliente del edificio. Los valores derivados de esta exigencia básica tendrán la consideración de mínimos, sin perjuicio de valores que puedan ser establecidos por las administraciones competentes y que contribuyan a la sostenibilidad, atendiendo a las características propias de su localización y ámbito territorial.

No obstante, la exigencia de producción de ACS de manera eficiente no implica necesariamente la opción solar térmica. Concretamente, el CTE expresa que la contribución solar mínima obligada en aplicación de la exigencia básica, puede disminuirse justificadamente en el caso de que se cubra ese aporte energético de ACS mediante el aprovechamiento de energías renovables, procesos de cogeneración o fuentes de energía residuales procedentes de la instalación de recuperadores de calor ajenos a la propia generación de calor del edificio. Por lo tanto, en aquellos edificios con previsión de demanda de ACS o de climatización de piscinas cubiertas, se podrá suprimir o disminuir la contribución de energía solar mediante procesos de cogeneración.

De alguna manera, el CTE establece el reglamento regulatorio de la creciente tendencia a la implantación de energías alternativas y legisla las soluciones de eficiencia energética que una incipiente parte del tejido empresarial energético español incorpora cada vez con más frecuencia en el sector terciario y de la edificación.

El RD 661/2007 ha introducido un factor de rentabilidad y estabilidad en las inversiones a acometer en proyectos de cogeneración, lo que facilita sin duda el desarrollo de los mismos. Básicamente, aporta los siguientes aspectos:

- Clasifica a las centrales de cogeneración dentro del grupo a.1, siempre que supongan un alto rendimiento energético, de acuerdo al cumplimiento de un valor mínimo del rendimiento Eléctrico Equivalente. Dicho valor mínimo es función de la tecnología de cogeneración empleada.
- Prioritariamente establece el derecho de los productores en régimen especial a verter la energía eléctrica generada a la red, y percibir por ello unos complementos retributivos reglamentariamente establecidos, variando ésta en función de la energía primaria empleada, su potencia, la modalidad de venta de electricidad elegida, y los años transcurridos desde su puesta en servicio.

La reforma del RITE contempla la cogeneración como una alternativa en edificios de servicios en los que se prevea una actividad ocupacional y funcional superior a las 4.000

h/año, y con relación estable entre la energía térmica (calor y frío) y la energía eléctrica consumida.

Por su parte, el Plan de acción Ahorro y Eficiencia Energética 2008-2012 con el que cuenta España para acercarse a los objetivos medioambientales propuestos, potencia la cogeneración para la realización de estudios de viabilidad de nuevas cogeneraciones, cogeneraciones no industriales y cogeneraciones inferiores a 150 kW eléctricos.

Además, están en proceso desde hace años otros planes para mejorar el ahorro y la eficiencia energética que están empezando a dar sus frutos. El último paso se ha dado con la reciente aprobación del Real Decreto 6/2010, que define y regula la figura de la empresa de servicios energéticos (ESE), promoviendo que el Gobierno lance un plan de estímulo de este tipo de servicios. El ministerio invita a las empresas para que utilicen como plataformas de promoción de sus servicios la estructura digital del IDEA. Por otra parte, la Administración tendrá un papel ejemplarizante, promoviendo proyectos y la adopción de medidas encaminadas a la eficiencia energética en los edificios públicos, tanto de la Administración General del Estado como de las comunidades autónomas y los ayuntamientos.

2.3 DATOS DE PARTIDA Y CONDICIONES DE CONTORNO

Para la realización de este proyecto, se ha contando con algunos datos iniciales de partida, así como cierta información de difícil acceso para el alumno facilitada por el tutor del mismo, Además, se ha dispuesto de manuales de uso extendido para la energía solar térmica y la cogeneración, en consonancia con la normativa vigente:

- Planos del edificio.
- Climatología del emplazamiento.
- Tablas de propiedades del propilen-glicol.
- Tablas de insolación de irradiación media.
- Materiales de composición de las paredes y techos del edificio.
- Reglamento y normativa exigible a las instalaciones solares térmicas y de cogeneración/trigeneración.
- Guía de las Asociaciones Solares de Instalaciones Térmicas (ASIT).
- Guía de la Cogeneración, Ahorra Madrid, Consejería de Economía y Hacienda.
- Modelo de transferencia de calor elaborada por el Departamento de Fluidos e Ingeniería Térmica de la Universidad Carlos III de Madrid.
- Direcciones web y catálogos de fabricantes de colectores y equipos de cogeneración a pequeña escala.

METODOLOGÍA DE RESOLUCIÓN

3.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

En los colectores solares se produce la transformación de energía solar en forma de radiación térmica en energía útil manifestada como una elevación de la temperatura de un fluido caloportador. En el interior del colector, en contacto con el absorbedor, se sitúa una configuración de tubos por los que circula un fluido que se calienta para actuar como un poderoso transmisor de calor, transportando la energía a los diferentes sistemas en circuito cerrado. Esta transformación será más o menos eficiente según las pérdidas térmicas inherentes al colector, ocasionadas por procesos de transferencia de calor mediante conducción, convección y radiación.

Las características constructivas de los colectores solares permiten que la radiación solar incidente de onda corta que alcanza los mismos, atraviese su cubierta transparente e incida sobre un absorbedor que, como consecuencia, eleva su temperatura y comienza a emitir una radiación de onda larga que se refleja en la cubierta, opaca no obstante a la radiación de estas características, quedando atrapada dentro del colector y calentando en mayor medida al fluido primario. Dicho de otra suerte, el colector funciona de manera similar a un invernadero, se produce entonces en su interior el conocido efecto invernadero, que posibilita en último lugar la mayor conversión de energía solar en térmica.

El colector es en definitiva, un intercambiador de calor especial por el que circula un solo fluido. A diferencia de los intercambiadores de calor comunes, el calor se transmite desde la placa absorbidora caliente a un fluido frío, en lugar de hacerlo desde de un fluido caliente a un fluido frío.

Debido a la existencia de días nublados, y que la demanda de ACS es mayor en invierno que en verano, además de las ineficiencias del sistema, es difícil atender las necesidades energéticas de una vivienda durante todo el año para una determinada superficie de captación limitada. Esto exige disponer de un sistema complementario, habitualmente el sistema de ACS convencional de la vivienda, basado en una caldera de producción de calor o cualquier otra propuesta económica que proporcione un comportamiento aceptable de la instalación, obligando a diversificar el suministro de energía térmica, para lo cual, particularmente se plantea el uso de un modelo de cogeneración a pequeña escala.

En una combustión normal, los humos son expulsados a altas temperaturas, mientras que en la cogeneración, el humo se enfría antes de salir para aprovechar el calor residual en otros procesos. Además de ser un sistema altamente eficiente, disminuye la contaminación, dado que para producir una unidad eléctrica por medios convencionales se necesitan 3 unidades de energía, mientras que en cogeneración se necesitan 1,5 unidades de energía, por lo que la cantidad de contaminación emitida se disminuye en un 50%.

Se entiende la cogeneración como la forma más inteligente de emplear un combustible al generar electricidad en los propios edificios e industrias y aprovechar el calor residual para sus procesos térmicos (producción de ACS, climatización, usos industriales). De esta forma, se consigue elevar el aprovechamiento energético del 30-40% al 80-90% y solventar la problemática solar descrita.

3.2 FUNDAMENTOS Y GENERALIDADES

Con motivo de una primera inspección de las distintas tecnologías involucradas, se ofrece una panorámica general, una somera descripción de los agente productores que conforman el diseño global de eficiencia.

3.2.1 PANORÁMICA SOLAR

La instalación general de una instalación solar térmica está constituida básicamente por los siguientes circuitos:

- 1) Circuito primario: formado por los captadores, las tuberías que los unen y las que transfieren calor al circuito secundario.
- 2) Circuito secundario: conectado en serie al primario está compuesto por un intercambiador y un depósito acumulador, recoge la energía captada en el primario y la transfiere al sistema de acumulación.
- 3) Circuito terciario: circuito encargado de recoger la energía almacenada en el sistema de acumulación y de transferirla al circuito de consumo a través de un intercambiador.
- 4) Circuito de consumo: parte de la red de alimentación de agua fría y llega a los puntos de consumo.

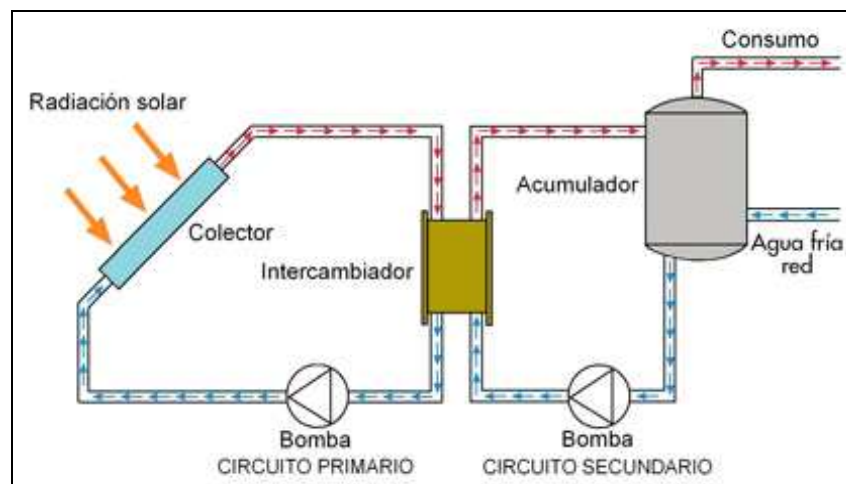


Figura 1: Esquema de un sistema solar de ACS. Fuente: Gas Natural y Unión Fenosa.

Los distintos circuitos que entran en juego en una instalación solar completa, no pueden desvincularse, y su comprensión sólo adquiere sentido desde una perspectiva de funcionamiento global. Aparecen de esto modo los sistemas:

- Sistema de captación: compuesto por los captadores solares, es el encargado de captar la energía contenida en la radiación solar y transformarla en energía térmica. Constituido por el conjunto de colectores debidamente conexiados. Son los receptores de la radiación, a través del fluido caloportador, que normalmente es agua.

- Sistema de intercambio: realiza la transferencia de calor entre el fluido de trabajo que circula por el circuito primario y el agua que circula por el circuito secundario. En muchas ocasiones, cuando el tamaño de la instalación es considerable, o cuando la calidad del agua así lo recomienda (aguas duras), y sobre todo, debido a la existencia de un fluido caloportador basado en agua tratada con anticongelantes (glicoles), interesa hacer pasar por el sistema captador un fluido diferente del agua de utilización final que circula por un circuito primario entre el sistema captador y un sistema de intercambio térmico. Otro circuito secundario, ya utilizando agua de la red excepto en los casos en los que se prevea un descenso grande de las temperaturas por la noche, se encargará de recuperar esta energía del intercambiador de calor hasta los depósitos de acumulación, y de éstos, hasta su utilización.
- Sistema de acumulación: almacena la energía térmica en forma de agua caliente. Debido a los ciclos día-noche ocasionados por el movimiento de rotación de la Tierra, y dado que el momento de utilización de la energía no tiene por qué coincidir con las horas en las que calienta el Sol, se hace necesario un sistema de acumulación. Este sistema está compuesto por uno o más depósitos (según el tamaño de la instalación) conectados al sistema captador, del cual reciben el agua caliente. Por regla general tienen una disposición vertical para favorecer la estratificación térmica (aguas calientes arriba-aguas frías abajo). Deben disponerse, debidamente aislados, en alguna sala cerrada, con el fin de reducir las pérdidas.
- Sistema de distribución: conjunto de elementos que permiten el transporte del agua caliente hasta los puntos de consumo.
- Sistema de control: encargado de asegurar el correcto funcionamiento de la instalación solar. Es un sistema clave para el correcto funcionamiento de la instalación, ya que evita someter a los equipos a condiciones extremas que podrían dañarlos y provocar averías. Además, optimiza el rendimiento global de la instalación gobernando la actuación de válvulas y bombas. Recibe datos de diferentes sensores térmicos y de presión, procesa la información y actúa precisamente mediante las bombas y válvulas. Típicamente, para una instalación solar sencilla, el sistema de control compara las temperaturas de entrada y salida al colector y la temperatura del acumulador, y regula el sistema permitiendo el funcionamiento de la bomba de circulación cuando la temperatura del agua a la salida de los colectores sea superior a la del acumulador.
- Sistema de energía de apoyo: complementa el aporte solar suministrando la energía adicional necesaria para cubrir la demanda prevista. Todas las aplicaciones de energía solar requieren un sistema de apoyo que utilice una energía auxiliar. En efecto, las instalaciones solares no se diseñan para suministrar el 100% de las necesidades a partir de la radiación recibida del Sol, sino que, en algunos meses de utilización, se requerirá otra energía (electricidad, cogeneración, gas natural, propano, etc) para completar la demanda.

3.2.2 PANORÁMICA DE COGENERACIÓN

La cogeneración es un procedimiento de generación de energía en el que se genera simultáneamente electricidad y calor. Es un sistema altamente eficiente, ya que el calor es producido durante el proceso de generación de la electricidad y supone, por tanto, el aprovechamiento de un calor residual.

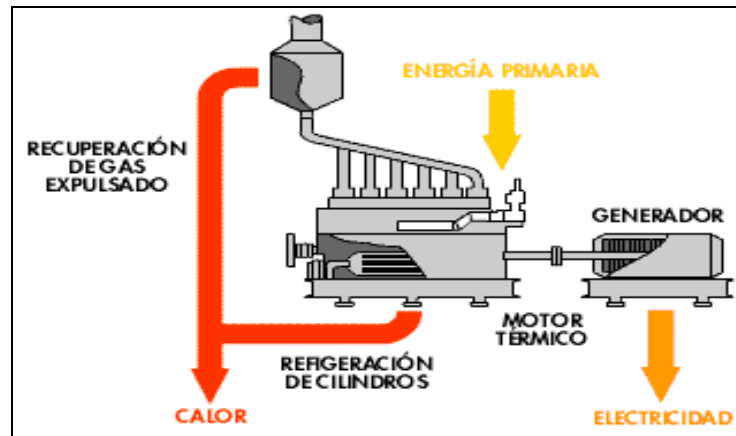


Figura 2: Esquema de una planta de cogeneración.

3.2.2.1 COGENERACIÓN A PEQUEÑA ESCALA

La cogeneración a pequeña escala es una potente herramienta de ahorro y eficiencia energética en aplicaciones con alta demanda térmica como hoteles, hospitales, residencias, balnearios y centros termale, centros deportivos, promociones de vivienda con instalaciones térmicas centralizadas, pequeñas industrias y explotaciones agropecuarias, etc. Puede aplicarse tanto en proyectos de nueva construcción como en instalaciones existentes. En ambos casos permite cumplir con facilidad las prescripciones de la normativa vigente en materia de eficiencia energética, o ir más allá buscando mayores ahorros en costes para los propietarios y/o mejoras en las cuentas de explotación de gestores energéticos.

No sólo las grandes plantas de cogeneración ofrecen oportunidades de inversión. Los incentivos actuales para plantas menores de 1MW permiten este tipo de aplicaciones a pequeña escala. La microcogeneración (hasta 50kW), con microturbinas o micromotores de combustión, son aplicaciones que se han implantado con éxito en instalaciones del sector terciario tan diversos como son las correspondientes a hospitales, hoteles y oficinas, etc. Ello se debe a que las microcogeneraciones, cubren una gama de potencia adecuada para poder actuar como cogeneraciones a escala reducida, adaptándose bien a las necesidades de este tipo de establecimientos y aportándose rendimientos competitivos y prestaciones energéticamente atractivas frente a los sistemas convencionales. Los sistemas de generación usados en la microcogeneración son principalmente microturbinas y micromotores.

La solución basada en la generación de las necesidades de calor mediante sistemas de microcogeneración para la generación de ACS, calefacción y frío reporta ventajas respecto

a la generación de esta demanda mediante sistemas convencionales (calderas) y en muchos casos también respecto a los sistemas basados en colectores solares térmicos exclusivamente. Estas ventajas son las siguientes:

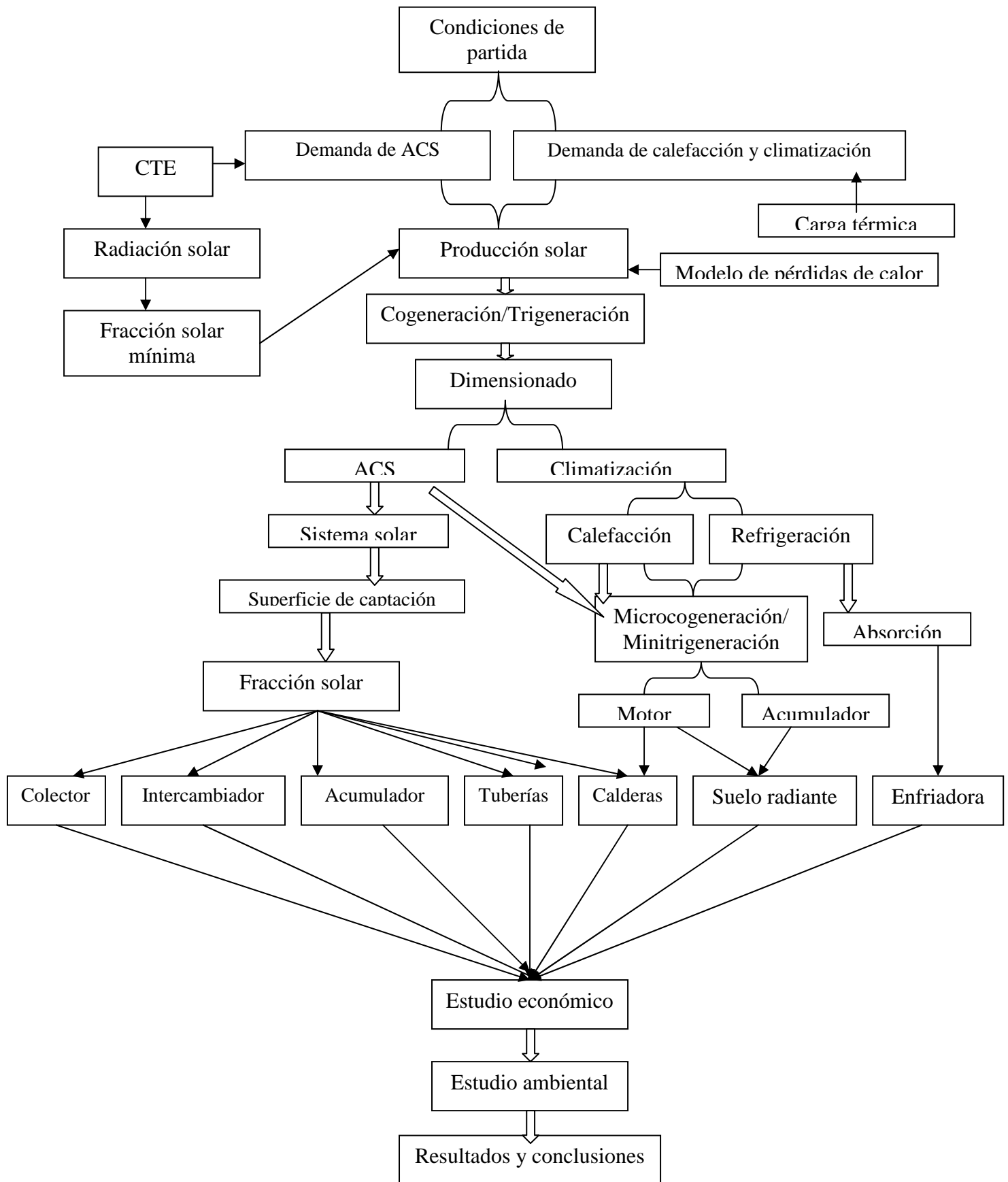
- ✓ **Disponibilidad.** La planta de microcogeneración no depende de la climatología y garantiza el suministro energético para ACS y calefacción, incluso garantizando el consumo eléctrico en los equipos que pueden funcionar como generadores de emergencia.
- ✓ **Liberación** de espacio en comparación con la solar térmica y los sistemas convencionales. La planta de microcogeneración ocupa unas dimensiones reducidas y no necesita invadir espacios arquitectónicos visibles como fachadas y tejados, ya que pueden ubicar bajo techo. La cogeneración al ser un sistema centralizado libera espacios de alto valor (interior y viviendas), ocupados por los sistemas convencionales.
- ✓ **Generación distribuida de electricidad.** La energía, tanto térmica como eléctrica, se genera junto al lugar de consumo, por lo que no hay pérdidas en el transporte, distribución y transformación.
- ✓ **El aprovechamiento de calor y la generación de electricidad de manera eficiente** reportan un ahorro de energía primaria. Esto implica un ahorro en emisiones de CO₂ y otros gases de efecto invernadero.

3.3 PROCEDIMIENTO DE RESOLUCIÓN

La metodología de trabajo implantada en este proyecto se basa en una serie de pasos necesarios que definen un proceso recurrente de diseño, modificable a lo largo de su propio desarrollo, que se retroalimenta con los resultados que se van obteniendo, hasta la consecución de un modelo definitivo y energéticamente eficiente que finalmente, es evaluado económica y ambientalmente.

3.3.1 ESQUEMA SINÓPTICO

La estructura del procedimiento de resolución se puede resumir y esquematizar en el esquema sinóptico:



DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN

El capítulo que sigue consiste en la descripción individual y generalista de los sistemas que integran la instalación híbrida propuesta y de los sistemas convencionales de producción, así como de los sistemas de calefacción y climatización constituyentes de la instalación global, cuyas principales características, configuraciones y funcionamiento se intenta exponer a continuación.

4.1 INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA

Puesto que la instalación solar térmica opera independientemente del resto de la instalación, el tratamiento que se hace es el equivalente a la descripción de una instalación puramente solar. Para su funcionamiento, la instalación solar requiere del acoplamiento de distintos sistemas, aunque las interdependencias que se establecen condicionan las características de los mismos.

4.1.1 SISTEMA DE CAPTACIÓN

El componente principal de una instalación de energía solar térmica es el colector, también denominado captador. El colector solar plano es un intercambiador de calor que tiene por misión captar la energía procedente de la radiación solar, aprovechando tanto la energía solar incidente directa como la difusa, para transferirla al fluido que pretende calentarse y transportarla hasta el acumulador o indirectamente hasta un intercambiador de calor. A lo largo de esta circulación, se producen pérdidas de calor evidentes que endeudan la eficiencia energética del sistema solar, circunstancia que obliga a un esmerado aislamiento térmico de las tuberías y especialmente del depósito o tanque de acumulación.

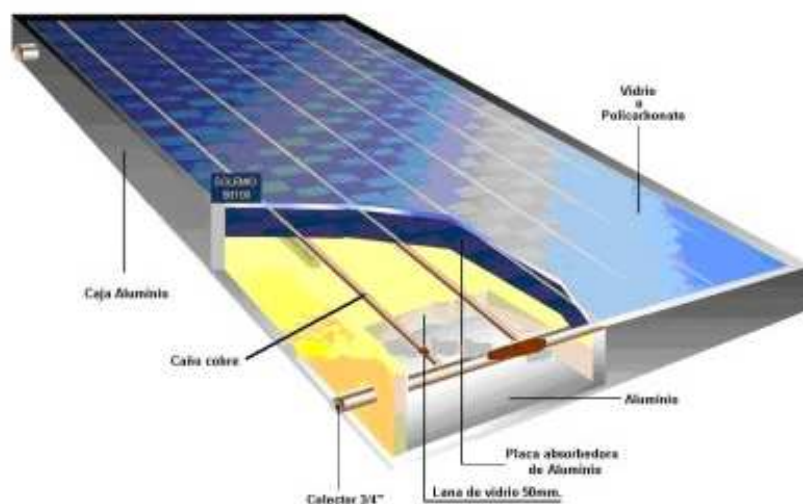


Figura 1: Colector solar plano.

El colector plano se clasifica en función del estado del fluido térmico que utiliza, que puede ser líquido o gaseoso, siendo frecuente el agua, una disolución acuosa

anticongelante o un aceite térmico, y el rango de temperaturas de trabajo, que puede ser bajo o medio.

Típicamente, los colectores se instalan en el tejado o cubierta de los edificios, en una zona exterior y de gran altitud donde la exposición a la luz sea máxima, procurando orientarlos de tal forma que se produzca la mayor captación de energía posible.

Un colector solar plano está constituido por los siguientes elementos:

- Absorbedor.
- Cubierta transparente.
- Circuito de fluido térmico.
- Aislamiento térmico.
- Carcasa.

A continuación se describe con mayor nivel de detalle cada uno de los principales sistemas que integran el sistema de captación:

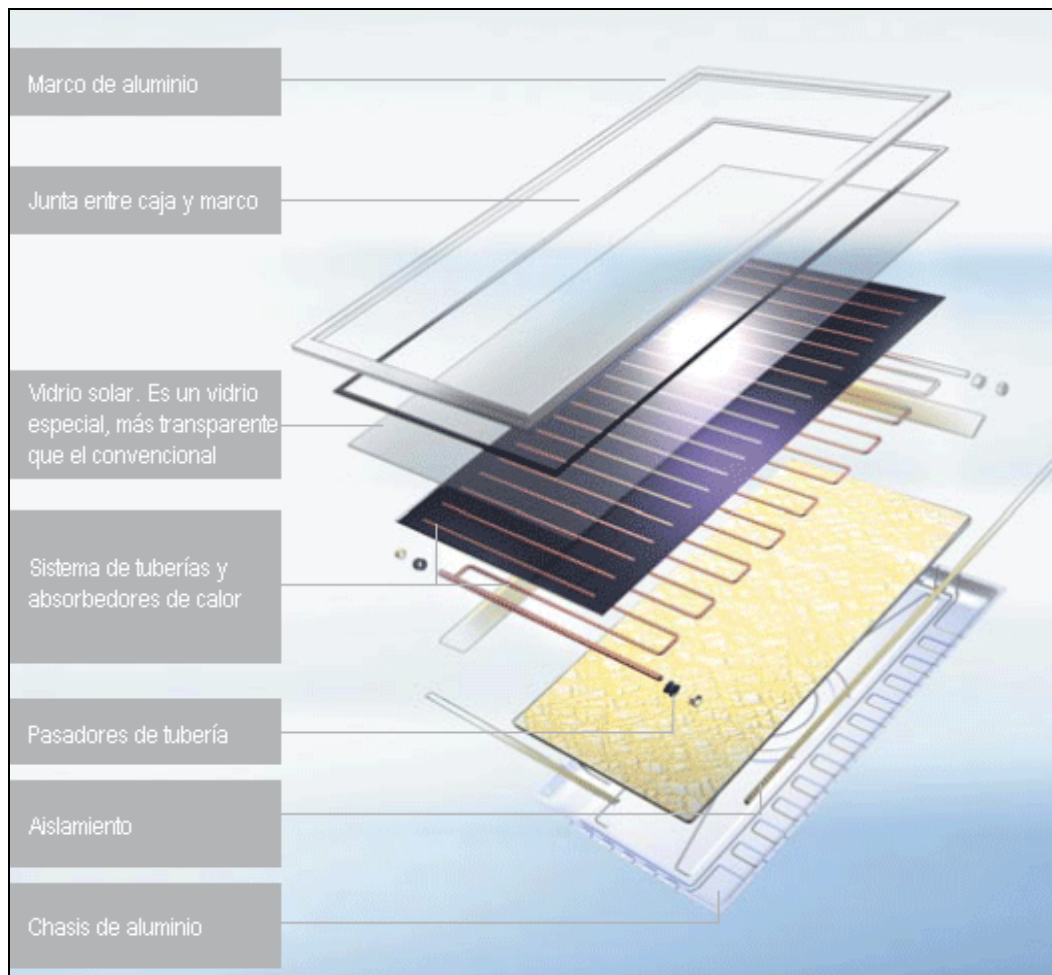


Figura 2: Componentes del colector solar plano.

○ **Cubierta**

La cubierta del colector es transparente y cumple una doble misión. La primera, atenuar las pérdidas de calor del colector, impidiendo, en lo posible, el paso de la radiación que éste emite; la segunda, evitar que el aire exterior esté en contacto con el captador y provoque pérdidas por convección.

Entre la superficie del absorbedor y la cubierta, se produce el conocido efecto invernadero. Este efecto se consigue como consecuencia de que la radiación solar que llega desde el exterior se transmite a través de la superficie transparente y se propaga hasta el recinto interior, donde es interceptada por la placa del colector. La radiación se transforma en calor y eleva su temperatura, emitiendo radiación que queda atrapada dentro del recinto, al tratarse de longitud de onda larga (en la zona de emisión infrarroja del espectro de radiación), como consecuencia de la temperatura del absorbedor.

Las cubiertas puede ser, de vidrio o de plástico, aunque éste último tiene los inconvenientes de envejecer pronto bajo a acción de los rayos ultravioleta, además de ser un material blando que puede ser rayado fácilmente, y con frecuencia obliga a ser reemplazado, aunque entre sus grades ventajas se encuentran el precio y el peso.

○ **Absorbedor**

La placa absorbedora intercepta la radiación solar que deja pasar la cubierta y la transforma en calor. Una red de tuberías se inserta debajo de la misma y se hace circular un fluido térmico que con el calor se calienta. La red de tuberías puede presentar una configuración en serie o en paralelo. En el primer caso, todo el fluido circula por una única tubería que serpentea por la placa, en el segundo caso, las tuberías están instaladas formando una parrilla entre dos tubos perpendiculares de mayor diámetro y los tubos entonces dispuestos en paralelo a lo largo de la placa. Cuando el fluido térmico se encuentra a temperatura inferior a la temperatura de la placa, el calor se transfiere desde ésta hasta el fluido térmico.

La placa absorbedora puede alcanzar temperaturas entre 40°C y 100°C. Así se convierte en un emisor de radiación infrarroja, y la pérdida asociada hace disminuir su temperatura en la placa, lo cual no es interesante.

Por otro lado, resulta fundamental que la absorción de radiación solar sea máxima, de modo que se utilizan recubrimientos selectivos que cubren ambos objetivos, presentando un elevado coeficiente de absorción a las longitudes de onda del espectro solar y muy bajo poder de emisión al infrarrojo. Estas superficies selectivas están formadas por una delgada capa de óxido metálico, de color negro, dispuesto sobre un metal brillante que hace de base. Los mejores resultados se han desarrollado depositando una capa de níquel sobre el absorbedor y sobre ésta una capa de óxido de cromo extremadamente fina. Esencialmente, las superficies selectivas tienen un coeficiente de absorción del orden de 0,95 para la radiación solar y un coeficiente de emisividad del orden de 0,1 para el infrarrojo, radiación emitida por la placa absorbedora.

○ **Aislamiento**

La cubierta se encuentra a una gran temperatura y por esta razón es lógico que transfiera de forma espontánea calor a la atmósfera que le rodea. Para reducir la emisión por la cara posterior se instala una lámina de aislamiento térmico de unos 4 o 5 cm de espesor. Las principales características del aislante son la conductividad térmica, la densidad, la temperatura máxima, el comportamiento ante la humedad, la estabilidad química, etc. El material más empleado es la lana de vidrio, que resulta económico y resiste elevadas temperaturas, aunque reduce sus prestaciones de aislamiento enormemente con la humedad por lo que hay que garantizar su completa estanqueidad con la cubierta y la caja.

○ **Caja**

La principal función de la caja es asegurar la estanqueidad del colector. Si por un momento, la caja permitiera la entrada de aire en el colector, éste se calentaría y como, siempre acaba saliendo, el efecto sería una pérdida de calor, que es muy difícil de calcular. No sólo eso, el aire transporta contaminantes y vapor de agua que, al ponerse en contacto con el colector, lo expone a corrosión

Además, la caja soporta las condiciones ambientales y las tensiones térmicas originadas por los cambios de temperatura características del lugar de emplazamiento del colector, y la acción corrosiva y erosiva de la atmósfera. Se buscan materiales duraderos que permitan una vida útil de la instalación larga con el menor deterioro posible. Se suele construir de acero galvanizado o aluminio, evitando la madera y algunos otros materiales plásticos que se pueden deformar o degradar con la radiación ultravioleta.

4.1.2 SISTEMA DE INTERCAMBIO

En las instalaciones solares se pueden emplear intercambiadores de calor para aislar e independizar el circuito de consumo y, en algunas configuraciones, realizar ambas funciones a la vez. A diferencia de una instalación convencional en la que la temperatura de entrada se encuentra fija, en una instalación solar esta temperatura varía continuamente y puede llegar a alcanzar valores muy altos (150°C). Estos valores alcanzados en el circuito primario pueden tener reflejo en los circuitos secundario y/o terciario. El empleo de un intercambiador que separe el circuito primario del agua de consumo limita las deposiciones calcáreas en el sistema de captación a la cantidad de cal contenida en el volumen de agua que circula por ese circuito.

Adicionalmente, la utilización de un intercambiador presenta la ventaja de disminuir los riesgos de corrosión en los circuitos cerrados ya que el contenido de oxígeno se encuentra limitado, uno de los principales responsables de la corrosión en el sistema de captación.

En particular, la separación del circuito primario permite utilizar mezclas anticongelante-agua como fluido de trabajo en el circuito primario, evitando que el fluido se congele en el circuito primario aunque la instalación se encuentre en localidades donde se alcancen temperaturas ambiente bajas. Así mismo, previene de la contaminación de éste debido al empleo de anticongelantes, utilización de acumuladores u otros materiales no aptos para

agua potable, que pueden emplearse en circuitos cerrados de calentamiento (primario, secundario, terciario). El uso de uno u otro está condicionado fundamentalmente por razones técnico-económicas. Como regla general, a medida que aumenta el tamaño de una instalación solar se utilizan con mayor frecuencia los intercambiadores externos.

4.1.3 SISTEMA DE ACUMULACIÓN

El sistema de acumulación tiene como misión compensar parcialmente el desfase existente entre el calor del circuito primario y la demanda de calor, acumulando justamente calor en un depósito con un fluido caliente.

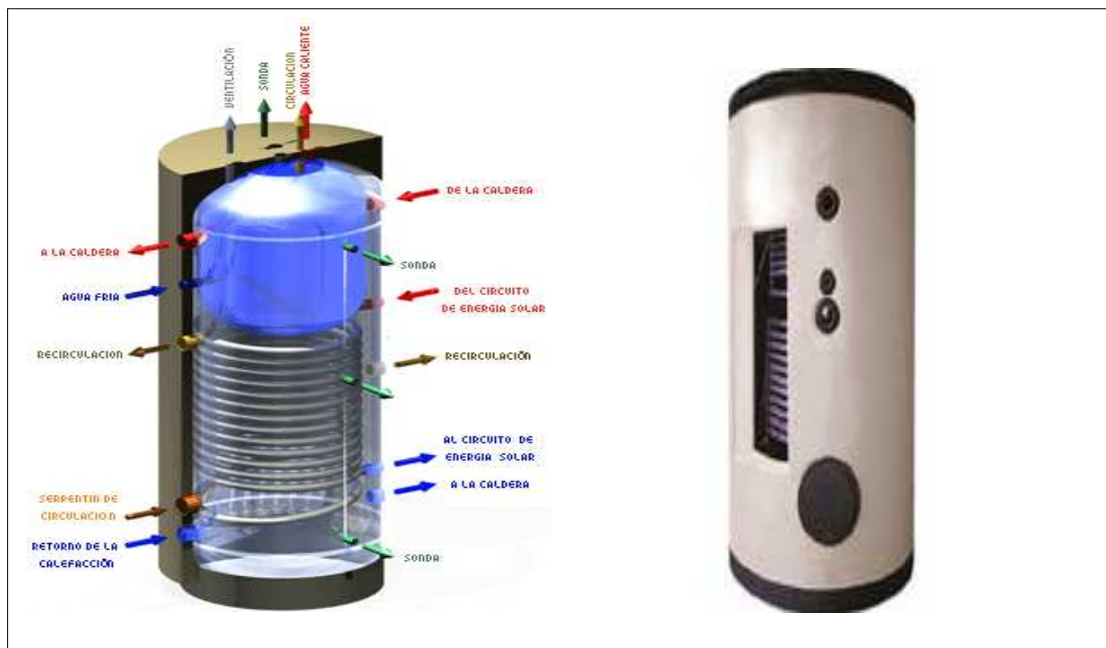


Figura 3: Tanque de almacenamiento de doble serpentín. Fuente: <http://www.construarea.com>.

Considerando el número de intercambiadores de calor que incluya el tanque, se pueden identificar tres tipos de acumuladores:

- Sin intercambiador: el tanque almacena el calor mediante el fluido que llega caliente hasta que se destina al consumo.
- Con un intercambiador (interacumulador): el tanque incluye un intercambiador que permite la transferencia de calor entre el fluido proveniente del circuito primario y el fluido contenido en el tanque.
- Con dos intercambiadores: un primer intercambiador conectado con el circuito primario, de manera que el intercambio se produce exactamente en las mismas condiciones que en el caso anterior y un segundo intercambiador, situado en la parte superior del tanque, que intercambia calor con el sistema de apoyo auxiliar utilizado en la instalación para sobrecalentar el agua de consumo. El CTE prohíbe el uso de estos acumuladores.

De otra suerte, se puede efectuar otra clasificación más general considerando si el tanque incorpora los intercambiadores de los sistemas secundario y terciario respectivamente:

- Directos: tanques que incorporan en su interior un serpentín o calentador que calienta el agua directamente desde su interior.
- Indirectos: tanques que no incorporan calentador y calientan el agua hasta prepararlo para el consumo a través de un intercambiador de manera externa.

El tanque acumula el fluido a alta temperatura y, a diferencia del resto del sistema hidráulico, puede trabajar las 24 horas del día, de manera que la pérdida de calor es constante, lo cual propicia su conveniente aislamiento. Adviértase que la solución podría enfocarse a través de la disminución del área del depósito cilíndrico, encontrándose como resultado que el tanque debería tratarse de un cilindro de igual de altura igual a su diámetro, solución que comprometería seriamente la estratificación, que ayuda a mejorar el rendimiento de la instalación.

El almacenamiento indirecto está especialmente justificado en los edificios con un gran número de personas, puesto que el hecho de dar cobertura aquí implica un diseño más capacitado para atender picos de demanda y consumo prolongado, disponiendo de agua caliente almacenado y un sistema de calentamiento auxiliar que posibilita el funcionamiento instantáneo.

Además, el acumulador debe acondicionarse para incorporar instrumentos de medida y posibilitarse su limpieza, mantenimiento y vaciado.

Fenómeno de estratificación

El fenómeno de estratificación consiste en hacer disminuir la densidad del agua con el aumento de su temperatura, de tal manera que cuanto mayor sea la altura del acumulador, mayor será la diferencia de temperatura entre la parte superior e inferior del mismo. De la parte superior, donde el agua está más caliente, se extrae el agua destinado al consumo, retardándose la entrada en funcionamiento del sistema de apoyo con el consiguiente ahorro de combustible; y de la parte inferior se devuelve agua más fría al intercambiador de calor, haciendo funcionar a los colectores a la mínima temperatura y aumentando su rendimiento.

Se fomentará la estratificación con el uso de tanques verticales altos y evitando la mezcla de aguas durante el calentamiento, persiguiendo que el agua extraída de la parte superior y derivada al consumo se encuentre a la mayor temperatura posible y que el agua situada en la parte inferior del tanque se encuentre muy fría para aumentar el rendimiento de los colectores por el incremento del salto térmico. Siendo bastante optimista, se suele tomar un valor del coeficiente de estratificación igual a 0,5.

4.1.4 SISTEMA HIDRÁULICO

El circuito hidráulico es el conjunto de tuberías, conexiones y elementos electromecánicos necesarios para comunicar los captadores solares con la acumulación y donde se requiera el calor obtenido. Su función consiste en unir los diversos elementos de los que consta un sistema solar térmico mediante tuberías, y añadir aquellas medidas de seguridad para evitar presiones de trabajo excesivas (vasos de expansión, reductoras de presión y válvulas de seguridad).

Todo sistema solar constituye una instalación hidráulica en sí misma. Lo ideal es concebir, en fase de diseño, un circuito hidráulico de por sí equilibrado en el que el caudal fuera el mismo en cada grupo de captadores (si el número de elementos fuera el mismo). Si no fuera posible, el flujo debe ser controlado por válvulas de equilibrio (manuales o automatizadas).

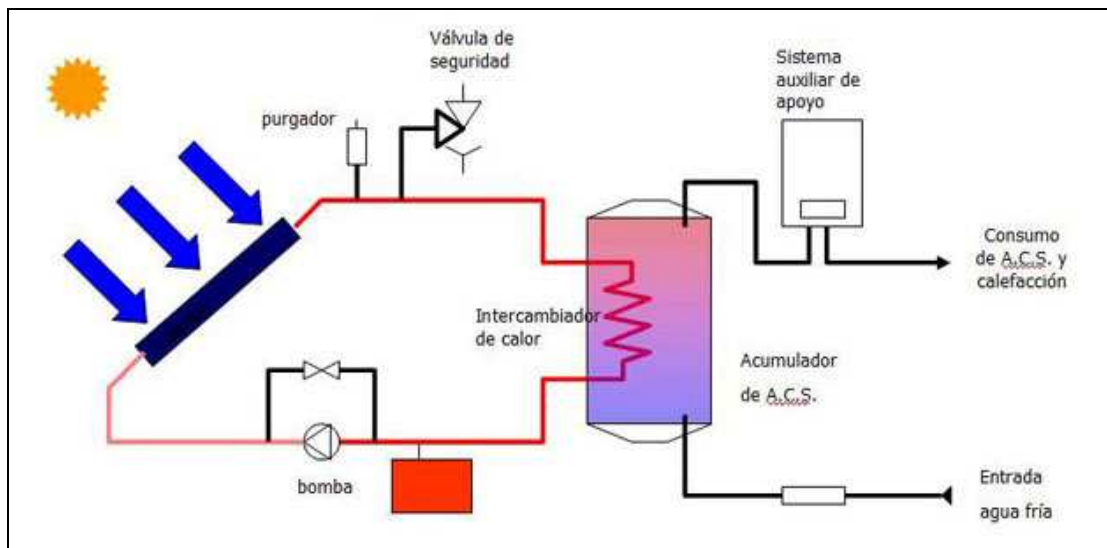


Figura 4: Esquema de los principales elementos del sistema hidráulico. Fuente: www.kauxolar.es.

En caso de instalación para agua caliente sanitaria, el circuito hidráulico del sistema de consumo debe cumplir los requisitos especificados en la normativa de aplicación. Los sistemas fundamentales del sistema hidráulicos son:

Tuberías: En los distintos circuitos cerrados de la instalación pueden utilizarse tuberías de cobre, de acero negro, de acero inoxidable o material plástico compatibles con el fluido que utilizan, que soporten las condiciones extremas de funcionamiento del correspondiente circuito, y con la protección necesaria en función de su ubicación, siendo aconsejable la protección catódica del acero según norma UNE 100050. Por las condiciones de trabajo, se recomienda no utilizar tuberías de material plástico en el circuito primario. Particularmente, en los circuitos de ACS, únicamente puede utilizarse cobre y acero inoxidable. Las tuberías de cobre deben ser de tubos estirados en frío y sus uniones realizadas por accesorios a presión que soporten las condiciones extremas o mediante soldadura por capilaridad de acuerdo a la norma UNE EN 1057. Se realizará soldadura fuerte cuando la temperatura del circuito pueda superar en algún momento los 125°C. Cuando sea imprescindible utilizar, en el mismo circuito, materiales diferentes, se tomarán

las medidas necesarias en función de las características del circuito, del fluido de trabajo y de los materiales de las tuberías.

Con objeto de evitar pérdidas térmicas, la longitud de las tuberías del sistema debe ser tan corta como sea posible y evitar al máximo los codos y pérdidas de carga en general. Por otro lado, hay que prestar especial atención a los materiales, con el fin de que no exista posibilidad de formación de obturaciones o depósitos de cal en sus circuitos que influyan drásticamente en el rendimiento del sistema.

Bombas: El circuito hidráulico exige bombas que impulsen el fluido a lo largo de la instalación, típicamente se utiliza una única bomba colocada en una zona fría del circuito, evitando problemas de cavitación.

Vaso de expansión: Situados en la aspiración de la bomba, previenen que el fluido se expanda y ocasione el bloqueo, la obstrucción o la rotura de las tuberías, así mismo evita la introducción de agua al circuito. Su función es compensar las dilataciones y contracciones del fluido en el circuito dadas las temperaturas extremas a las que va a ser expuesto. El volumen de este elemento viene determinado por la cantidad de líquido contenido en el circuito correspondiente y el intervalo de temperaturas de trabajo, a lo que hay que añadir el máximo cambio de presión que, provocada por dicha variación de temperatura, es tolerable en el circuito.

Drenaje: Conjunto de dispositivos que facilitan el vaciado del sistema hidráulico.

Purgadores de aire: Bien manuales bien automáticos, consisten en bolbetines de desaireación que permiten la salida del aire en aquellos puntos donde pueda acumularse. Su función es realizar una purga a la salida del colector que permita evacuar los gases que se puedan formar en el circuito hidráulico.

Válvulas de seguridad: Se utilizan en caso extremo para evitar que el fluido caloportador entre en ebullición y la sobrepresión pueda hacer explotar los colectores o el acumulador. En caso de fallo o avería, facilita el aislamiento del conjunto de colectores del resto de la instalación para facilitar el trabajo.

Válvula de tres vías: Válvula comandada por accionamiento eléctrico que permite dos opciones: en la primera, cierra el circuito y no deja pasar líquido al intercambiador o interacumulador, obligándole a circular continuamente a través del colector o por el contrario le permite seguir el camino por el que entrará en el interacumulador y cederá el calor al agua acumulada, saliendo del acumulador de nuevo hacia los colectores.

Válvula de vaciado parcial automática: Permite la evacuación de mezcla en caso de aumentar la presión en el circuito (debido a las altas temperaturas) y aproximarse al valor máximo soportado por el dispositivo más frágil de la instalación, que suele ser la membrana del vaso de expansión. De esta forma, una vez las condiciones sean normales se puede recuperar el fluido caloportador evacuado.

Válvula manual de paso: Se colocará antes de entrada al grupo de colectores con las mismas características y misma función que la colocada al comienzo del recorrido. Será el

último dispositivo colocado antes de la entrada en los paneles, los cuales son atravesados por el fluido caloportador para recoger el calor absorbido de la radiación solar.

Grupo regulador: Se encuentra en el camino de retorno, será dimensionado en función del caudal de líquido a mover y la ganancia de presión que sea necesaria para hacer llegar a este hasta el punto más alto de la instalación. En este grupo vienen incluidas la válvula antirretorno y la reguladora de caudal. La válvula antirretorno tiene como función evitar la aparición del efecto termosifónico nocturno una vez la temperatura del fluido retenido en el colector descienda, eliminando así las pérdidas térmicas en la acumulación. La segunda es simplemente un elemento de control.

4.1.5 SISTEMA DE REGULACIÓN Y CONTROL

Para controlar todo el sistema, se hace uso de termostatos, sensores, relés y un control diferencial de temperatura. Este último es el encargado de regular todas las válvulas y bombas de circulación en la secuencia apropiada, de acuerdo con las necesidades y disponibilidad de cada momento, realizando las siguientes funciones: recoger la energía solar existente, suministrar ésta directamente a la carga, utilizar la energía demandada, consumir la energía almacenada antes que la provista por el equipo auxiliar y utilizar esta energía auxiliar sólo cuando no se dispone de energía directa o almacenada.

Típicamente, para una instalación solar sencilla, el control de funcionamiento normal de las bombas es de tipo diferencial y debe actuar en función de la diferencia entre la temperatura del fluido portador en la salida de la batería de captadores y la del depósito de acumulación. El sistema de control actuará y estará ajustado de manera que las bombas no estén en marcha cuando la diferencia de temperaturas sea menor que 2°C , y no estén paradas cuando la diferencia sea mayor que 7°C .

Un posible gráfico de control para aprovechar la máxima energía solar térmica posible activando o desactivando los distintos elementos eléctricos activos de la instalación como las bombas de circulación hidráulicas entre otros es el que se representa en la figura:

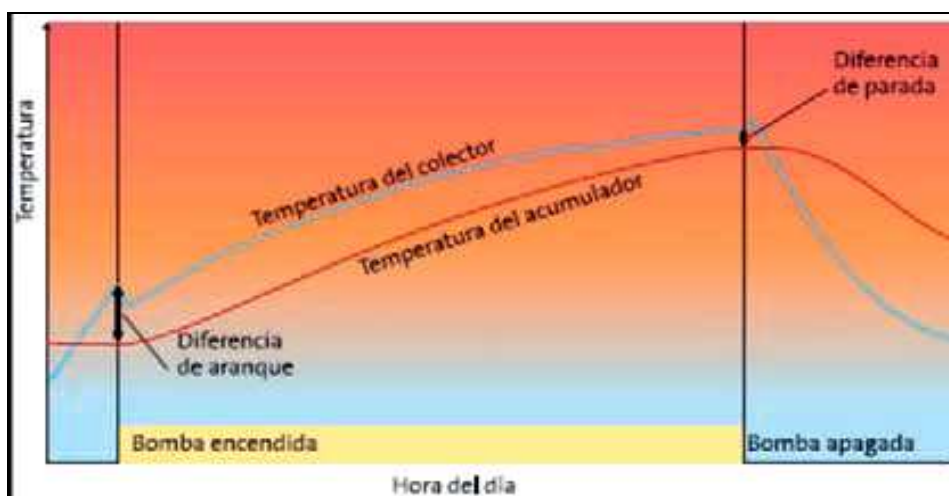


Figura 5: Esquema de control diferencial entre la temperatura de captadores y acumulación.

4.1.6 CONFIGURACIONES SOLARES BÁSICAS DE ACS

La normativa actualmente en vigor no impone una tipología determinada para la producción de ACS, sino que existen diversas configuraciones posibles. A continuación se presentan las configuraciones más frecuentes de instalaciones solares para la producción de ACS, haciendo hincapié en las instalaciones pertenecientes a edificios multivivienda. De tal manera que el constructor, el arquitecto o la entidad planificadora disponga de suficientes criterios para valorar las diferentes soluciones.

Las instalaciones solares térmicas de ACS se pueden clasificar en base a los siguientes criterios funcionales:

1. Principio de circulación.
2. Mecanismo de transferencia de calor desde el circuito de captación solar al circuito de consumo.
3. Acoplamiento del sistema de apoyo en la instalación.

De acuerdo con el primer criterio se distinguen los siguientes sistemas:

Circulación natural: los sistemas de circulación natural son sencillos y requieren poco mantenimiento. Se basan en el natural movimiento ascendente del fluido del circuito primario que, calentado por la radiación solar, disminuye su densidad. Este sistema requiere que el acumulador deba situarse en un plano físico más alto que el captador y a poca distancia del mismo.

Circulación forzada: el fluido del circuito de los circuitos primario y secundario se mueve por la acción de bombas de circulación activadas por controladores electrónicos

De acuerdo con el segundo criterio se tiene:

Sistema abierto: Son aquellos sistemas que tienen un único circuito que une el captador solar con el acumulador y el suministro. El fluido que pasa por los captadores es el mismo que el de acumulación y consumo.

Sistema cerrado: Son sistemas formados por dos circuitos, uno primario y otro secundario unidos por un intercambiador de calor. El circuito primario consiste en los captadores y sus componentes hidráulicos, y el secundario corresponde a la acumulación y la distribución, igualmente con sus componentes. El acumulador puede estar también situado en algunas instalaciones en el circuito primario, de hecho es el más comúnmente empleado

De la combinación de los distintos sistemas, nacen cuatro posibles alternativas:

- Circulación natural con circuito abierto.
- Circulación natural con circuito cerrado.
- Circulación forzada con circuito abierto (típica configuración para climatización de piscinas).
- Circulación forzada con circuito cerrado, la más compleja y flexible en cuanto a uso y control.

El siguiente cuadro resumen permite contrastar las ventajas e inconvenientes que presenta la utilización de cada uno de los sistemas:

Tipo circulación	Ventajas	Inconvenientes
Circulación forzada	Simple Seguro Eficiente Bajo coste Fácil mantenimiento	Rendimiento bajo Pérdidas energéticas acumulador Difícil integración estética No control de arranque y parada Riesgo congelación
Circulación natural	Regulación de temperaturas Reducción de pérdidas de acumulación Grandes proyectos	Alto coste Consumo eléctrico Personal cualificado
Sistema abierto	Muy sencilla y gran rendimiento Escasa complejidad Bajos costes	Suciedad y contaminación Difícil limpieza Problemas mantenimiento Riesgo contaminación
Sistema cerrado	Contaminación nula Empleo de anticongelantes Baja presión en primario Evita incrustaciones Fácil mantenimiento	Costes altos Complejidad

Tabla 1: Tipología de sistemas en función del principio de circulación y el mecanismo de transferencia de calor.

De todas las configuraciones posibles, en el ámbito de este proyecto se consideran las siguientes instalaciones forzadas indirectas:

- Todo centralizado: producción renovable y apoyo centralizado.
- Centralizado con apoyo distribuido: producción renovable centralizada y apoyo individual.
- Con acumulación distribuida: con interacumulador de consumo individual.
- Con intercambiador distribuido: con intercambiador de consumo individual.
- Todo individual, con todos los sistemas distribuidos.

Todo centralizado

Existe una única alimentación de agua fría a la instalación solar. Toda la instalación, incluyendo el sistema de apoyo, está centralizada y en ella se realiza la preparación del agua caliente sanitaria.

La acometida de agua llega a la instalación a través de un contador de agua fría situado en la centralización de contadores de la red de abastecimiento cuyo consumo corre a cargo de la comunidad de propietarios del edificio. El agua precalentada en la parte solar de la instalación pasa al sistema de apoyo, donde si fuera necesario, se termina de calentar, y mediante el circuito de distribución se pone a disposición de cada una de las viviendas. En cada acometida a vivienda se debe disponer un contador para el control del consumo de agua caliente y reparto del gasto de agua y energía.

La comunidad de propietarios, que controla todos los gastos de la instalación (amortización, mantenimiento, consumo de agua fría y gasto de energía convencional), debe repercutir todos ellos en el coste del consumo agua caliente que repercute a cada uno de los usuarios.

Normalmente se requiere un circuito de recirculación que permite mantener una temperatura homogénea en todas las acometidas de agua caliente a cada vivienda. El diseño del circuito de recirculación se ha de realizar limitando la disminución de temperatura en todo su trazado.

En esta configuración se centraliza el proceso completo de preparación del agua caliente y la red de distribución de agua caliente suministra a cada vivienda agua caliente dispuesta para su uso. El diseño de esta configuración, totalmente centralizada, requiere la máxima disponibilidad de espacios comunes tanto para captación y acumulación solar como para el sistema de apoyo. Por el contrario no requiere ningún espacio para equipos de agua caliente en el interior de la vivienda. Cada vivienda dispone de dos acometidas y dos contadores, uno para agua fría y otro para agua caliente.

Con apoyo individual

La instalación solar centralizada sólo realiza el precalentamiento del agua y no incluye el sistema de apoyo centralizado sino un sistema de apoyo distribuido o múltiple. Sigue existiendo el contador de agua fría a cargo de la comunidad de propietarios. La parte caliente del circuito de consumo (que no es el de distribución) y que en esta configuración se puede denominar de reparto pone a disposición de cada una de las viviendas agua precalentada por la instalación solar. Debe existir un contador de agua en la acometida del agua caliente a cada vivienda que, en este caso, contabiliza el caudal de agua precalentada por la instalación solar. Cada vivienda dispone de un sistema de energía de apoyo individual y su circuito de distribución interior para terminar de preparar y suministrar el agua caliente sanitaria.

La comunidad de propietarios, en este caso controla menos gastos de la instalación que en el caso anterior (amortización, mantenimiento, consumo de agua fría), debe repercutir todos ellos en el coste del consumo agua caliente que repercute a cada uno de los usuarios. El diseño de este tipo de instalación requiere menos espacios comunes pero necesita ocupar los espacios necesarios en la vivienda para el sistema de apoyo. También deben tomarse en consideración los condicionantes necesarios para su instalación: ventilación, desagües, etc.

Al ser variable la temperatura del agua precalentada, el control del consumo de agua caliente no es proporcional al aporte de la energía solar térmica y puede existir un desigual uso de la instalación solar. Se adopta el criterio de permitir el desigual aprovechamiento porque las diferencias no serán significativas (el mayor gasto debe ser el del agua que es el que se controla) y, en cualquier caso, indirectamente se puede fomentar el consumo cuando las temperaturas de la instalación solar son más elevadas con lo que se favorece el rendimiento de la misma. Ello no implica que el proyectista pueda utilizar la opción de instalar un contador de energía en lugar de un contador de caudal para realizar un reparto más preciso. Esta opción tiene la dificultad adicional de no disponer de dos referencias

cercanas (entre si y al contador) para controlar la diferencia de temperatura. Se podría analizar la posibilidad de controlar sobre una temperatura fría fija de referencia o sobre una temperatura ambiente.

En esta configuración es necesario adoptar precauciones especiales para resolver el tratamiento térmico para la prevención de la legionelosis.

Con acumulación centralizada

Cada vivienda dispone de una única acometida de agua fría procedente de la centralización de contadores; de la red interior de agua fría de la vivienda se extrae la alimentación al sistema de preparación de agua caliente individual que la vivienda dispone. En cada vivienda se instala un interacumulador solar donde, mediante la instalación solar, se precalienta el agua antes de entrar en el sistema de apoyo que, naturalmente, es individual. El circuito solar de calentamiento se conecta con cada uno de los intercambiadores de los interacumuladores de cada vivienda y el circuito de distribución de agua caliente, o de reparto de agua precalentada, de los sistemas centralizados se convierte en un circuito cerrado que alimenta los circuitos primarios de los intercambiadores de consumo situados en cada vivienda. El circuito de calentamiento puede ser directamente el circuito primario de captadores o bien el circuito secundario cuando se incorpore un intercambiador solar para independizar circuitos.

Esta configuración soluciona, como alternativa a las dos configuraciones anteriores de instalaciones con alimentación centralizada, el problema de la medida individualizada del reparto del consumo de agua caliente. No obstante, en algunos casos se puede requerir acometidas de agua, con contador a cargo de la comunidad de propietarios, para alimentar los sistemas de llenado de los circuitos cerrados comunes. Naturalmente los caudales y consumos de estos circuitos deben ser mínimos.

Las alternativas que surgen con estos sistemas, relativas al funcionamiento de circuitos y al diseño de su sistema de control y pueden analizarse con las dos situaciones extremas que se plantean:

- Control individualizado: cada primario del interacumulador dispone de una válvula automática que elimina la circulación por el mismo cuando se alcanza una determinada temperatura en el interior del correspondiente acumulador.
- Sin sistema de control individualizado: el caudal del circuito de calentamiento siempre está circulando por todos los interacumuladores.

Puede existir circulación por interacumuladores que se mantengan calientes porque no tengan consumo, y en este caso se puede robar algo de calor de dicho interacumulador para redistribuirlo con el circuito de reparto. No se considera perjudicial esta situación para el funcionamiento de la instalación solar.

Se pueden plantear diversas soluciones para la estrategia de funcionamiento de las bombas, desde el control de las bombas en función de la diferencia de temperaturas entre la salida y la entrada de captadores solares hasta el control por umbral de radiación solar. No se considera necesario controlar el consumo de energía térmica de cada vivienda para repercutir el aporte de la energía solar térmica aunque se entiende puede existir un desigual uso de la instalación solar. Se adopta el criterio de permitir el desigual aprovechamiento porque las diferencias no serán significativas (el mayor gasto debe ser el del agua que es el

que se controla) y, en cualquier caso, indirectamente se puede fomentar el consumo cuando las temperaturas de la instalación solar son más elevadas con lo que se favorece el rendimiento de la misma. En cualquiera de los casos, el circuito de calentamiento únicamente funcionará durante las horas de calentamiento lo cual es una gran ventaja en relación con las pérdidas térmicas que se pueden producir en el circuito.

Es importante controlar las pérdidas térmicas en los acumuladores que pueden ser globalmente significativas. Los interacumuladores deben estar dimensionados para los consumos de cada vivienda sin considerar las reducciones que afectan al cálculo de componentes centralizados. Esta configuración requiere importantes espacios en las viviendas debido a las necesidades que requiere el acumulador solar y el sistema de apoyo.

Con intercambio centralizado

Igual que en la configuración anterior, cada vivienda dispone de una única acometida de agua fría procedente de la centralización de contadores; de la red interior de agua fría de la vivienda se extrae la alimentación al sistema de preparación de agua caliente individual que la vivienda dispone. En este caso, la instalación solar se encarga de realizar, mediante un intercambiador de calor, un precalentamiento del agua antes de la entrada en el sistema de apoyo en cada una de las viviendas. La instalación solar se realiza de forma que, desde un acumulador centralizado de inercia, se configura un circuito solar de descarga que conecta a todos los intercambiadores de consumo individuales instalados en cada una de las viviendas.

Esta configuración soluciona, como la anterior y como alternativa a las primeras dos configuraciones de instalaciones con alimentación centralizada, el problema de la medida individualizada del reparto del consumo de agua caliente. Y análogamente, en algunos casos, se puede requerir acometidas de agua, con contador a cargo de la comunidad de propietarios, para alimentar los sistemas de llenado de los circuitos cerrados comunes.

Esta configuración, en relación con la anterior, evita la problemática de espacios ocupados por los interacumuladores descentralizados y, por el contrario, requiere espacios de zonas comunes para la acumulación centralizada.

Las alternativas que surgen con estos sistemas relativas al control del circuito de descarga que pueden resumirse en las siguientes:

- De circulación continua para mantener el primario de los intercambiadores de consumo a las temperaturas máximas disponibles en cada instante.
- De funcionamiento discontinuo cuando existe circulación en el circuito de consumo

En cuanto a las estrategias de funcionamiento de los restantes circuitos las condiciones son similares a las anteriormente expresadas. Cabe resaltar en este caso la importancia que adquieren las pérdidas térmicas que son proporcionales a los tiempos de funcionamiento de los circuitos.

Dados los caudales utilizados hay que resaltar, asimismo, la necesidad de controlar y evaluar el consumo eléctrico de la bomba del circuito de descarga en función de la potencia térmica que se transfiere. Igual que en el caso anterior, no se considera necesario

controlar el consumo de la energía solar térmica de cada vivienda para repercutir el aporte de la energía solar térmica.

Los intercambiadores de consumo deben estar dimensionados en función de los caudales punta de cada vivienda. Especial precaución deberá adoptarse con el alcance de la recirculación (lo más cercana posible al intercambiador) así como con la ubicación relativa, conexión y control de cada intercambiador y el sistema de apoyo de forma que se minimicen encendidos innecesarios de éste y las pérdidas térmicas de los circuitos.

Con todo individual

Un caso particular de instalación con consumo individual lo constituye la configuración todo individual (acumulación y apoyo) que, en determinados casos además de en las viviendas unifamiliares, puede resultar ser una de las opciones más adecuadas. Son instalaciones individuales que únicamente puede utilizar un diseño común de una misma estructura de captadores (con circuitos hidráulicos independientes). También puede utilizar trazado y huecos de canalizaciones comunes. Esta configuración sólo es de aplicación cuando cada agrupación de viviendas por portales, edificios, etc. tenga un número reducido de viviendas (aproximadamente entre 2 y 8).

4.1.7 SELECCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN BÁSICA

Para la selección de la configuración básica no hay un criterio único sino un conjunto de ellos que, considerados globalmente hacen que se adopten uno u otro tipo de configuración para adaptarse así a las mejores condiciones de cada proyecto en cuestión. El criterio general debería ser reducir el coste de la energía térmica producida, persiguiendo la simplicidad antes que la complejidad, ya que mientras más sencillos son los sistemas más fiables son, porque se sabe lo que funciona o no, y la complejidad que se incorpore sólo debe proporcionar mejoras en el comportamiento y las prestaciones.

➤ Algunos criterios generales que deben siempre tenerse en cuenta no sólo para la selección de la configuración, sino también durante todo el proceso de diseño son:

- a) La seguridad del abastecimiento de agua caliente tanto en los aspectos sanitarios como en la garantía de continuidad en el suministro de agua caliente.
- b) La fiabilidad del funcionamiento de forma que la instalación funcione correctamente durante toda su vida útil.
- c) La optimización del comportamiento de la instalación para que aporte las máximas prestaciones adaptándose a las distintas condiciones de funcionamiento y asegurando el mejor rendimiento posible.

➤ Como criterios específicos para seleccionar la configuración deben distinguirse aquellos que afectan al tipo de acumulador o intercambiador incorporado:

- a) Intercambiador incorporado o independiente.
- b) Acumulador de inercia o de agua caliente.

En relación con el uso de intercambiadores independientes o incorporados, el criterio de selección debe estar asociado a su tamaño. Se recomienda utilizar intercambiadores incorporados al depósito cuando la potencia del intercambiador sea inferior a 7 kW, intercambiadores externos al depósito cuando la potencia mínima requerida sea superior a 35 kW. En situaciones intermedias se recomienda utilizar intercambiadores externos cuando el sistema de acumulación esté constituido por más de un depósito. Adicionalmente se debe tener en cuenta los criterios necesarios para mejorar la capacidad de transferencia térmica.

En relación con la selección de acumuladores de inercia o de consumo, los criterios a considerar deben estar asociados a algunos de los aspectos siguientes:

- La temperatura máxima de trabajo de los acumuladores de consumo puede estar limitada por la protección al usuario, la formación de depósitos de cal o por la resistencia del tratamiento interior, mientras que los de inercia sólo tienen la limitación de su propia resistencia a la temperatura máxima.
- Las presiones de trabajo de los acumuladores de consumo están impuestas por las presiones de la red de alimentación mientras que las de los acumuladores de inercia pueden diseñarse sin esos condicionantes.
- El acumulador de consumo sólo necesita intercambiador de calentamiento mientras que el de inercia necesita el de calentamiento y el de descarga.

Por último, la utilización de la configuración con acumuladores de inercia y de consumo puede estar justificada, normalmente en el caso de grandes instalaciones, para reducir los costes de la acumulación de consumo, ajustar el dimensionado del intercambiador de consumo o evitar pérdidas de carga en el circuito de consumo.

➤ La enorme cantidad de configuraciones posibles permite, por un lado, que se disponga de un amplio rango de posibilidades para la optimización de los distintos sistemas, el desarrollo de nuevas tecnologías y la innovación en componentes pero, por otro lado, exige que el proyectista analice y estudie las distintas alternativas posibles para realizar la selección más adecuada. Cada una de las opciones anteriores presenta sus ventajas y sus inconvenientes, por tanto se hace necesario que el proyectista establezca sus propios criterios y recomendaciones para simplificar el proceso de selección de la configuración.

4.1.7.1 SELECCIÓN EN EDIFICIOS MULTIVIVIENDA

A efectos de selección de la configuración de la instalación solar de edificios multivivienda se establecen los criterios comparativos que deben analizarse para una adecuada evaluación de la solución a adoptar:

- Separación o no del consumo de agua caliente.
- Centralización o no del sistema de apoyo de agua caliente.
- Ocupación de espacios comunes o no en las viviendas.

En las instalaciones centralizadas existe una acometida de agua fría desde la centralización de contadores del edificio al sistema de producción de ACS desde donde, por parte de la

comunidad, se realiza el suministro de agua caliente a las viviendas. Las instalaciones distribuidas e individuales disponen de su propia acometida de agua fría.

El sistema de apoyo, si es centralizado, puede formar una única unidad que también requiere un espacio perteneciente a la comunidad y dedicado exclusivamente a esa función. Si el sistema de apoyo consiste en sistemas individuales cada usuario afronta claramente de forma particular tanto el coste de explotación como la localización del mismo en su vivienda. Además del grado de centralización, para definir el nivel de centralización de las instalaciones, pueden utilizarse concentraciones por portales o por escaleras, para el edificio completo o, incluso, para un conjunto de edificios.

Además de los captadores solares que, en cualquier caso, necesitan espacios significativos preferentemente dedicados en exclusiva a ellos, los acumuladores centralizados también requieren un espacio comunitario específico, habitualmente en cubierta o en sótano. En el caso de acumuladores individuales el espacio necesario hay que encontrarlo en cada una de las viviendas. En cualquier caso, los sistemas centralizados siempre ocupan menos espacios y en zonas de menor valor.

El grado de centralización de la instalación define, por un lado, el nivel de concentración de la inversión y por otro la estructura de disgregación de los costes de explotación de la instalación. Así, a medida que se aumenta el grado de centralización de las instalaciones los costes de inversión son generalmente inferiores. Mientras que para evaluar los costes de explotación hay que tener en cuenta que los costes más importantes de las instalaciones son los correspondientes al consumo de energía convencional como energía de apoyo, los de mantenimiento del sistema de producción de agua caliente sanitaria y los de gestión de consumos.

4.1.7.1.1 SELECCIÓN PARA UNA INSTALACIÓN SOLAR DE COGENERACIÓN

El análisis efectuado es aplicable a un sistema híbrido de producción de ACS. Este proyecto propone una configuración de ACS basada en una instalación híbrida con acumulación y apoyo de energía centralizada situada en una sala de calor ubicada en un espacio común del edificio con una única acometida de agua fría. Funcionando en serie, los sistemas solar y de microcogeneración se acoplan en paralelo con la caldera de apoyo convencional. El control de la instalación se realiza desde la acumulación, utilizando un control diferencial normalizado que compara la temperatura de salida en captadores con la del acumulador.

Para la producción de ACS, la cogeneración con acumulación se entiende como una forma eficiente de completar el abastecimiento solar hasta conseguir atender completamente el consumo, en tanto en cuanto una caldera convencional de respaldo al ACS sólo interviene, en principio, como sustitución del motor cuando se produzcan paradas programadas, inspecciones rutinarias o averías de cualquier índole que pudieran ocasionarse, o como apoyo a la producción híbrida en horas de gran demanda.

Por último, el diseño inicial, asumiendo una estimación de la demanda del edificio a partir de su envolvente e inercia térmica, admite las variaciones pertinentes a medida que el proceso de cálculo de la instalación avance y el dimensionado se afine y gane en precisión.

4.1.7.1.2 RÉGIMEN DE FUNCIONAMIENTO

Con la selección de la configuración básica elegida y los criterios adoptados para completarla, se deben definir unos criterios básicos de funcionamiento que es necesario cuestionar hasta establecer las estrategias de funcionamiento de la instalación completa. Para definir las estrategias de funcionamiento hay que distinguir y priorizar los siguientes objetivos:

- Atender y satisfacer la demanda.
- Reducir consumos en pérdidas.
- Optimizar el acoplamiento de los distintos sistemas de producción.
- Maximizar el rendimiento de la instalación.

A los efectos de seguridad de la instalación, deben considerarse los sistemas necesarios para controlar:

- El tratamiento térmico para prevención de legionelosis.
- Las protecciones de la instalación frente a temperaturas máximas.
- La protección contra heladas y sobrecalentamientos.

Para conseguir alta fiabilidad y durabilidad, deben diseñarse sistemas de control y de seguimiento que sean sencillos.

4.2 INSTALACIÓN DE COGENERACIÓN

Una planta de cogeneración está formada por los siguientes sistemas básicos:

- Un grupo de producción térmica.
- Un generador de electricidad (alternador).
- Un sistema de recuperación de calor.
- Un sistema de control.
- Sistemas de refrigeración, como torres o aerocondensadores.
- Sistemas auxiliares (bombas, compresores, etc.).

El componente más importante es el grupo térmico, el cual, convierte la energía contenida en el combustible en energía mecánica y calorífica. Los dispositivos de conversión más ampliamente utilizados son las turbinas de vapor, las turbinas de gas y los motores alternativos de combustión interna, fundamentalmente.

4.2.1 COGENERACIÓN CON MOTOR ALTERNATIVO DE GAS

Los motores alternativos de combustión interna se utilizan para la transformación de la energía de los combustibles en trabajo mecánico. Equipan prácticamente a todos los vehículos de transporte por carretera y tienen implantación en el sector naval, aeronáutico, industrial y de sistemas auxiliares. Son máquinas volumétricas y sus componentes básicos son el cilindro-pistón y el árbol cigüeñal, que mediante un sistema biela-manivela es el encargado de transformar el movimiento lineal del pistón sobre el cilindro en un movimiento rotatorio.

Utilizan gas, gasóleo o fuel-oil como combustible. En general se basan en la producción de vapor a baja presión (hasta 10 bares), aceite térmico y en el aprovechamiento del circuito de agua de refrigeración de alta temperatura del motor. Son también adecuadas la producción de frío por absorción, bien a través del vapor generado con los gases en máquinas de doble efecto, o utilizando directamente el calor del agua de refrigeración en máquinas de simple efecto.

Este tipo de instalaciones es conveniente para potencias bajas (hasta 15 MW), en las que la generación eléctrica es muy importante en el peso del plan de negocio. Los motores diesel son la máquina térmica que más rendimiento eléctrico tienen, aunque hay motores de gas, que operan con sistemas de ignición forzada que proporcionan un rendimiento (en el eje del motor o mecánico) próximo al 48%. El límite del 50% está a la vuelta de la esquina para estos motores especializados en la producción de energía y calor.

El reparto de energía en una planta con motor alternativo es aproximadamente como muestra la figura (se ha representado el caso de un motor de gas del orden de 3 o 4 MW)

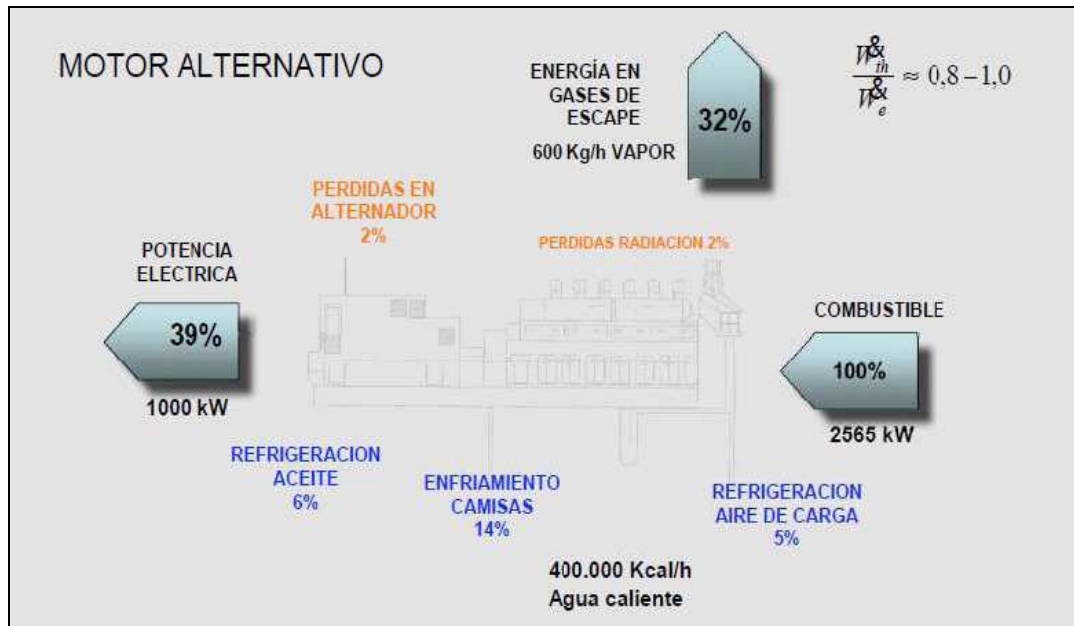


Figura 6: Flujo de energía en un motor de gas. Fuente: Universidad de Sevilla.

4.2.1.1 EQUIPO DE MICROCOGENERACIÓN CON MOTOR DE GAS

Existe una amplia gama de módulos compactos de cogeneración a pequeña escala y microcogeneración: modernas plantas encapsuladas que se integran fácilmente en las instalaciones térmicas de los edificios y operan de manera totalmente automática, generando conjuntamente electricidad y calor con factores de utilización de energía de hasta el 92%.

Estos equipos generan electricidad en paralelo con la red con rendimientos equiparables a los del sistema eléctrico, y proporcionan simultáneamente calor residual en forma de agua caliente a 80-85°C para apoyo o sustitución de agua de calderas.



Figura 7: Equipo de microcogeneración con acumulador. Fuente: REMICA.

El equipo microcogenerador tiene dos circuitos principales: uno para la producción eléctrica y otro para la recuperación de la energía térmica, que si no es utilizada se disipa al ambiente a través de un radiador. Se conecta a la red general de alimentación eléctrica a través del correspondiente cuadro de paralelo.

La producción térmica del cogenerador se obtiene haciendo circular una solución acuosa con etilenglicol al 45% que enfría el propio motor y además recupera calor de los gases de escape en un intercambiador multitubular. Todo el calor obtenido lo transmite a un intercambiador de placas de tipo soldado por cuyo secundario circula el agua del circuito de utilización externa. El circuito de enfriamiento es gestionado por unas válvulas termostáticas en las distintas fases de trabajo.

Al ponerse en marcha la unidad, todo el calor es utilizado para poner el motor a régimen en el más breve tiempo. El equipo dispone de un radiador con ventilador que eventualmente disipará todo exceso de calor que el usuario no pueda usar o almacenar. Por otra parte, también es posible habilitar una opción de control que hace arrancar o parar el motor en función de la demanda térmica.

El sistema de producción eléctrica no requiere ningún mantenimiento, ofreciendo una mayor eficiencia y más larga vida que los generadores de magneto permanente. Un procedimiento de gestión electrónica supervisa de manera constante la tensión y la frecuencia de la electricidad generada, por lo que ésta tiene siempre las mismas características que la suministrada por la red, para asegurar que el cogenerador pueda sincronizarse con la misma. El inversor externo bidireccional garantiza, mediante un sistema especial de control de carga, una corriente alterna de 230 V/50Hz, y controla así mismo la carga y descarga del set de baterías que se precisan para un suministro constante de electricidad. El método integrado de vigilancia de parámetros, protege al usuario de eventuales variaciones de tensión o frecuencia debidas a mal funcionamiento.

El cuadro de paralelo incluye todos los elementos necesarios para medir las variaciones de carga y para gestionar de manera eficiente las paradas y arranques. Asimismo, puede suministrarse un conjunto opcional que permite hacer funcionar la unidad como un generador de emergencia en caso de interrupción del suministro por red.

Los equipos de microcogeneración tienen rendimientos de generación eléctricos inferiores a los equipos de cogeneración de mayor tamaño. Esta menor capacidad de transformar el combustible en electricidad produce una mayor capacidad de recuperación térmica. Los sistemas de cogeneración se rigen por el mayor aprovechamiento de la energía contenida en el combustible, lo cual se cuantifica en el rendimiento global.

Mientras está funcionando, el equipo recupera energía térmica del sistema de enfriamiento del motor. Este calor es cedido al circuito de agua a través de un intercambiador de calor de placas soldado. Como el calor recuperado puede no ser suficiente en algunas aplicaciones, es necesario prever un sistema de acumulación formado por un depósito con un circuito de tuberías, una bomba de circulación y quizás una caldera auxiliar para cubrir las demandas puntuales de calor.

4.2.1.1.1 MICROMOTOR DE COGENERACIÓN

El corazón del sistema instalado es un micromotor alternativo de combustión interna, bien conocido ya que sus aplicaciones en nuestras actividades diarias son numerosas. La diferencia de estos motores es principalmente su rango de trabajo ya que están diseñados para funcionar un elevado número de horas en continuo con la máxima eficiencia por lo que se trata de buscar el régimen de funcionamiento que maximice el rendimiento eléctrico. Los motores disipan calor a través de los circuitos de agua de refrigeración y los de gases de escape. En los micromotores se recuperan ambas fuentes de calor para finalmente dar toda la energía en forma de agua caliente que pueda ser usada para climatización.



Figura 8: Micromotor de cogeneración. Fuente: BESEL.

Además, se trata de motores industriales de alta eficiencia con las más avanzadas tecnologías de reducción de emisiones, e incorporan sistemas de control de última generación que combinan una gran funcionalidad y un sencillo manejo.

4.2.1.1.2 SISTEMAS DE RECUPERACIÓN DE CALOR

Las funciones que debe realizar el sistema de recuperación de calor son:

1. Evacuar el calor residual del motor, asegurando su correcta operación, a la temperatura adecuada, bajo todas las condiciones de carga.
2. Aplicación del calor recuperado a un uso económicamente útil.

Un fallo en la primera función puede desencadenar una avería catastrófica del motor. Un fallo en la segunda función supondría una penalización económica del sistema de cogeneración, además de no poder atender la demanda de calor como estaba previsto (aunque puede existir caldera de respaldo).

Existen diversos focos de calor en los motores, circuitos de refrigeración de alta y baja temperatura y gases de escape, y de distintas características -caudales, temperaturas-. En función de estos, se tienen típicamente los siguientes sistemas:

○ **Sistema de recuperación de calor de gases de escape**

- Puede utilizarse para producir tanto vapor (de alta o baja presión) como agua caliente.
- Diferencias de presión superiores a 2 y 3 kPa en motores de aspiración normal.
- Diferencias de presión superiores a 6 y 7,5 kPa en motores turboalimentados.
- Se recupera aproximadamente el 50% (temperatura de chimenea superior a 150°C).
- Requieren limpieza periódica.
- Necesitan aislamiento térmico.
- Problemas de corrosión.
- No se puede aplicar combustión suplementaria porque su contenido en O_2 es bajo (comparado con el de una TG).

○ **Sistema de recuperación de calor de camisas**

- Se obtiene más energía que la de los gases de escape, pero a temperatura inferior.
- Producen agua caliente o vapor de baja presión.
- Diferencias de temperatura máximas de más de 10°C en el flujo de refrigerante por el motor.
- Temperaturas de operación preferidas: de 120 a 130 °C.

○ **Sistema de recuperación de calor de aceite y postenfriador**

- Temperaturas de operación preferidas para el aceite: de 70 a 95 °C.
- Depende de la temperatura del refrigerante.
- La temperatura del agua de refrigeración del postenfriador debe ser lo más baja posible (aproximadamente 30°C) por la densidad de admisión. Pero son frecuentes temperaturas más altas (unos 60°C).

Como es lógico, a mayor temperatura del foco de calor, mayor facilidad en su aprovechamiento posterior en energía térmica útil. Por eso la energía contenida en los gases de escape es la más importante por su mayor facilidad de uso en distintas aplicaciones directamente o procesos, secados, vapor, aceite térmico, agua caliente. Los circuitos de refrigeración, aunque pueden llegar a contener cantidades importantes de calor, no siempre pueden ser aprovechables, ya que el cliente final deberá disponer de demandas térmicas inferiores a 100°C.

4.2.2 SISTEMA DE ACUMULACIÓN DE COGENERACIÓN

La necesidad de energía no siempre coincide en el tiempo con la producción que se obtiene del motor, al contrario, existen muchas horas, especialmente las horas de noche, donde no hay demanda de ACS ni calefacción, comprobando con un balance sencillo cómo el calor disipado a lo largo del día es más elevado de lo deseado. Resulta muy interesante la posibilidad de disponer de un sistema de acumulación que haga frente a la demanda térmica en momentos de poca o nula producción, así como a la producción en momentos de poco o nulo consumo.

Típicamente, las cogeneraciones suelen acompañarse de un tanque de acumulación que almacena el calor sobrante como consecuencia del elevado número de horas diarias de funcionamiento a plena carga. Este acumulador central, alimentado directamente por la unidad de cogeneración, es el encargado de satisfacer la demanda de calor.

En el caso de una producción eléctrica distribuida o autoconsumo eléctrico, si debido a una mayor necesidad de calor, se genera más corriente de la que se precisa en el edificio o de la que pueden absorber las baterías, el sistema se descarga de forma inteligente, transformándose directamente en calor adicional mediante una resistencia eléctrica situada en el acumulador. Si por el contrario, la demanda de corriente es tan elevada que el sistema de calefacción no puede absorber el calor generado, un refrigerador de emergencia se encarga de verter este calor al ambiente. De esta manera, el sistema garantiza un suministro seguro y confortable de energía durante todo el año incluso cuando se precisan cantidades de calor y corriente muy elevadas, y es tan sencillo y eficaz como un sistema de calefacción convencional.

Particularmente, lo que se pretende con la acumulación, convenientemente aislada es, dado el desequilibrio entre las necesidades variables de calor durante el día y la producción constante de un motor funcionamiento durante un gran número de horas, la minimización de las pérdidas en horas de escasa demanda, que penalizan el empleo de una planta de cogeneración y el máximo aprovechamiento de la energía térmica producida por el motor.

- Sustitución de consumos de energía eléctrica, de elevado coste, por consumos de energía térmica, lo que permite un mayor dimensionamiento de la central.
- Aumento del número de horas de funcionamiento con alta eficiencia energética.
- Aumento de la versatilidad de la instalación, puesto que es posible generar, además de electricidad y calor, un tercer tipo de energía: el frío.
- No utilización de CFC's, lo que las convierte en posibles sustitutos de las máquinas de presión basados en este tipo de fluidos refrigerantes.

El aprovechamiento de los gases de escape para la producción de frío implica la incorporación de recuperadores de calor en el equipo, basados en la refrigeración forzada en circuito cerrado con agua caliente de los gases de escape para la producción de agua caliente a baja presión con temperaturas más altas (127°C) que pueden proporcionar vapor a baja presión.

Entre las principales ventajas de estos sistemas se encuentran:

- Sistema más robusto y fácil de controlar.
- El recuperador de calor del gas de escape sirve de silenciador.
- Se facilita la independencia de circuitos (motores diferentes en sistemas modulares).
- Se puede trabajar con temperaturas de agua hasta 130°C. Requieren juntas y bombas especiales para alta temperatura.

Los inconvenientes más destacados son:

- Menor homogeneidad de temperatura en el motor.
- Requiere bomba de circulación externa e intercambiadores de calor, con la pérdida de carga asociada y una torre de refrigeración externa para refrigerar el motor en ausencia de demanda de calor.
- Riesgo de avería en el motor por pérdida de presión en el circuito (ebullición y tapón de vapor).
- El caudal de refrigerante viene impuesto por el DT ($< 10^{\circ}\text{C}$) en el motor.

4.3.1 MÁQUINA DE ABSORCIÓN

El calor producido en las plantas de cogeneración y el calor residual de los motores térmicos, son fuentes térmicas que pueden ser utilizadas para accionar las máquinas de absorción. El ciclo termodinámico de enfriamiento por absorción, al igual que el de compresión, se basa en la necesidad del fluido usado como refrigerante de obtener calor del líquido a enfriar para poder pasar del estado líquido al de vapor al reducirse la presión a la que está sometido. En los equipos de refrigeración, el fluido en estado líquido se encuentra a más alta presión en el condensador y se le hace fluir al evaporador a baja presión donde obtiene de su entorno el calor necesario para poder evaporarse. Este refrigerante en estado vapor se devuelve a alta presión al condensador donde se le sustrae el calor que ha obtenido volviendo al estado líquido para empezar de nuevo el ciclo. Con ello se logra el objetivo de sacar calor de un espacio, el evaporador, enfriándolo, para disiparlo en otro, el condensador. Mientras que en el ciclo de compresión, la circulación del fluido y el efecto de la presión se obtiene con un compresor mecánico, en el ciclo de absorción ello se logra aportando calor al generador donde el refrigerante está mezclado

con otro fluido denominado absorbente cuya función es absorber el vapor en la zona de baja presión para poder devolverlo en forma líquida al generador.

Para la generación de frío a partir de calor se utiliza el ciclo de absorción integrado. Para el tipo de aplicación que estamos tratando, cabe esperar las máquinas basadas en BrLi que son las utilizadas habitualmente por la climatización de edificios. En éstas, el BrLi actúa como absorbente y el agua como fluido refrigerante. En aplicaciones de climatización para generación de agua fría del orden de 5-7°C, las máquinas de simple efecto permiten conseguir COP's de aproximadamente 0,7.

La máquina de absorción es cilíndrica y de una sola pieza para asegurar una alta hermeticidad de todo el conjunto. Las máquinas de absorción trabajan a presiones muy por debajo de la atmosférica, en depresión.

La máquina de absorción se divide en cuatro partes principales, que son:

Evaporador: Se produce la evaporación del agua (refrigerante). Esto permite absorber el calor latente de evaporación del sistema que se encuentra en el interior de los tubos, refrigerando ésta hasta un mínimo de 4,5°C.

Absorbedor: Se produce la absorción de vapor de agua por parte de la disolución de sal concentrada de Bromuro de Litio.

Concentrador o generador: Se produce la evaporación mediante una aportación térmica suficiente, procedente de calores residuales. Con esta evaporación se produce la separación del refrigerante (agua) de la solución diluida de Bromuro de Litio. El refrigerante en forma de vapor pasa al condensador, mientras que la solución caliente y concentrada de bromuro de litio es bombeada hasta los pulverizadores del absorbedor.

Condensador: El condensador es un intercambiador de calor donde se produce la condensación del refrigerante (agua) procedente de la evaporación producida en el generador. Este refrigerante condensado está listo para ser pulverizado otra vez sobre los tubos del intercambiador de la sección del evaporador, cerrando de esta manera el ciclo de absorción.

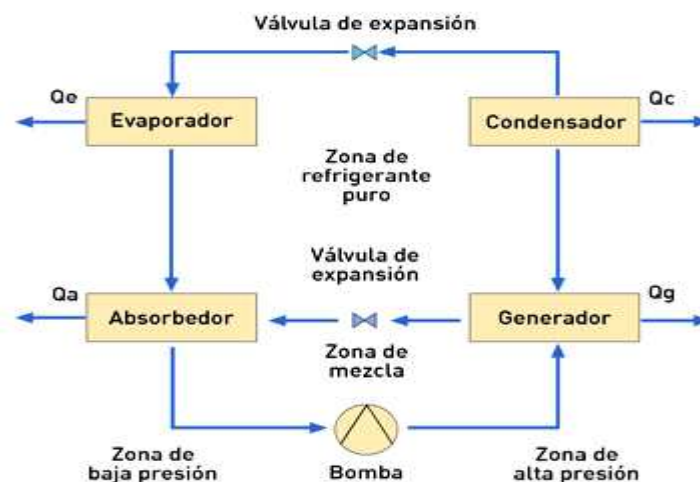


Figura 10: Esquema de funcionamiento de una máquina de absorción.

Las principales ventajas e inconvenientes de los sistemas de refrigeración por absorción son:

Ventajas

- Inexistencia de elementos móviles.
- Alta fiabilidad.
- Dilatado número de horas de funcionamiento, sin revisiones ni averías.
- Escaso mantenimiento y pocos controles.
- Menores costes de explotación y reducción de la demanda punta de electricidad.
- Fácil integración en procesos industriales.
- Uso de refrigerantes no agresivos con la capa de ozono.
- Imposibilidad total de descargas de gases nocivos o peligros hacia la atmósfera.

Inconvenientes

- El precio del sistema de absorción es mayor que el de un sistema convencional, aunque se amortiza más rápidamente por su bajo consumo de energía y mantenimiento.
- Rendimiento menor que en el método por compresión (0,8 frente a 5,5), sin embargo en algunos casos compensa el que la energía proveniente de una fuente calórica sea más económica o incluso residual.
- La cristalización, aunque es un problema que puede resolverse sin sustitución de elementos, únicamente con mano de obra y en cuestión de pocas horas.
- Los aparatos son más voluminosos y requieren inmovilidad.

Rendimiento de una máquina de absorción

El ciclo de absorción requiere poco consumo de energía mecánica para el bombeo entre el absorbedor y el generador. Precisa energía térmica en cantidad considerable para producir la destilación en el generador.

El rendimiento de un ciclo de absorción se denomina coeficiente de operación (COP), y se define como:

$$COP = \frac{\text{Efecto}_{\text{refrigerante}}}{\text{Calor}_{\text{generador}}}$$

Durante el desarrollo del estudio, se determinará qué solución es la técnicamente más viable y menos arriesgada y cuál proporciona una mejor viabilidad económica con las mínimas emisiones de gases de efecto invernadero.

4.4 INSTALACIÓN CONVENCIONAL

4.4.1 CALDERAS DE ACS Y CALEFACCIÓN

Toda instalación solar o de cogeneración/trigeneración necesita el apoyo de una fuente de energía auxiliar que sea capaz de afrontar las necesidades energéticas de la misma cuando. Por tanto, en previsión de que la cobertura híbrida no sea siempre total, se ha de contar con calderas de ACS y calefacción convencionales de sustitución, respaldo o apoyo que proporcione la energía adicional para cubrir la demanda de calor en el caso más desfavorable.

Calderas de condensación

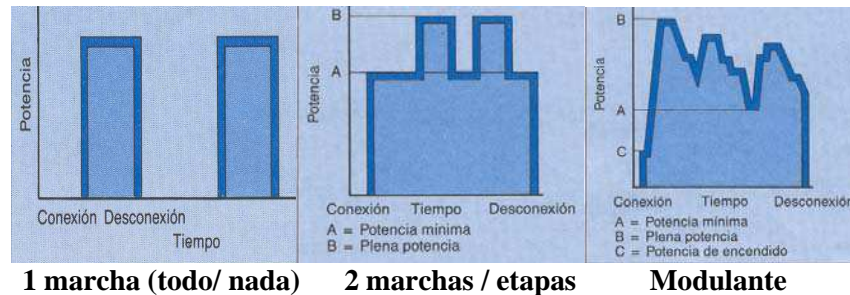
La definición oficial de este tipo de calderas, según la directiva europea de rendimientos 92/42/CEE es la siguiente: “caldera diseñada para condensar permanentemente una parte importante del vapor de agua contenido en los gases procedentes de la combustión”. Cabe destacar, por tanto, la importancia de que la superficie de intercambio de ese tipo de calderas sean especialmente resistentes a este modo de funcionamiento. En este sentido, el acero inoxidable estabilizado al titanio, material que, a título de ejemplo utiliza el fabricante alemán VIESSMANN, aporta la máxima fiabilidad de funcionamiento permitiendo obtener importantes ahorros energéticos durante los más de veinticinco años de vida útil de estas calderas.

Durante la combustión, los componentes combustibles, principalmente carbono e hidrógeno, reaccionan con el oxígeno del aire, generando, además de calor, dióxido de carbono y vapor de agua. Si las temperaturas en las paredes de las superficies de intercambio térmico descienden por debajo del punto de rocío del vapor de agua, este condensa desprendiendo calor en el cambio de fase, también denominado calor de condensación, que se transmite al agua de la caldera. Para un aprovechamiento eficaz de la condensación es importante realizar la combustión con un alto contenido de CO_2 reduciendo el exceso de aire. Para lograrlo, son apropiados los quemadores presurizados a gas, mientras que en los quemadores atmosféricos, debido al mayor exceso de aire, el punto de rocío se sitúa a temperaturas inferiores, con lo que el aprovechamiento de la condensación de los gases de combustión es peor.

Mediante la aplicación de las calderas de baja temperatura se consigue, adaptando la temperatura de funcionamiento de las mismas a las necesidades reales del edificio, reducir el consumo de energía, en torno a un 15% con respecto a calderas estándar. Resulta cuando menos llamativo que este tipo de calderas obtengan rendimientos estacionales superiores al 100%, concretamente hasta el 109%. Es necesario matizar que el valor de referencia es el Poder Calorífico Inferior (PCI). Sin embargo, todavía se desperdicia una importante cantidad de calor a través del vapor de agua que se produce en la combustión y que se arroja al exterior a través de la chimenea sin aprovechar el calor latente que se aporta. El principal obstáculo para este aprovechamiento radica en la necesidad de disponer de superficies de intercambio resistentes a la condensación ácida provocada en el interior de la caldera. En ese sentido, la mayoría de las calderas de condensación de calidad en Europa están fabricadas en aceros inoxidables de alta aleación.

4.4.2 QUEMADORES EXTERNOS DE CALDERA

Los quemadores modulantes ajustan continuamente la relación aire-combustible, de manera que pueden trabajar con rendimientos elevados en una amplia gama de potencias, adecuándose de manera continua a las necesidades de producción.



Lo normal es que durante un tiempo de funcionamiento elevado, a veces cerca del 50% del tiempo de uso, la instalación precise una potencia inferior al 50% del total. Por tanto, mejor cuanto menor sea el escalón de mínima potencia de la caldera, con ello se reducen los paros/marcha de la misma, y además, para aquellas calderas de combustión forzada, se reduce el gasto energético, puesto que cada arranque implica la preventilación (obligatoria por normativa europea) de la cámara de combustión.

Entonces, mejor si el quemador es modulante, ya que se adecua la potencia de caldera a la demanda de la instalación, lo que permite una optimización del consumo de combustible.

Se estima que la sustitución del quemador de 1 marcha por el de 2 etapas aporta un ahorro mínimo del 7%, y la sustitución del de 2 etapas por el modulante un ahorro mínimo del 5% de la energía primaria, con la consiguiente reducción del coste de combustible. Además, este cambio favorece la reducción de emisiones de CO₂. Las ventajas añadidas que comporta éste último sistema son:

- Reducción del consumo eléctrico anual debido a la caldera.
- Reducción del nivel sonoro debido a la caldera.

4.4.3 ACOPLAMIENTO DE CALDERAS

Existen básicamente dos modos de suministrar apoyo convencional a instalaciones solares, instalaciones de cogeneración o instalaciones híbridas o múltiples de producción:

- Fuente de apoyo en paralelo: en esta configuración el sistema de apoyo se encarga de cubrir todas las necesidades energéticas cuando la temperatura del agua producida no alcanza el nivel necesario requerido para las distintas aplicaciones.
- Fuente de apoyo en serie: en esta configuración el sistema de apoyo se encarga de elevar la temperatura a la que el agua producida hasta el nivel de servicio. Este modo permite aprovechar la energía contenida en los acumuladores solar y de

cogeneración. En el momento en que se abre un punto de consumo, las bombas se ponen en funcionamiento y se succiona agua desde el acumulador solar de ACS. Mediante un sensor de temperatura se comprueba la temperatura del agua a la salida del mismo, de tal forma que si la temperatura está por encima de 60°C, se envía a los puntos de consumo mezclándose allí con agua fría en función de las necesidades del consumidor, pero si la temperatura del agua es inferior a 60°C, se mezcla con el agua del acumulador de cogeneración y/o se hace pasar a través de la caldera, elevando hasta la temperatura requerida necesaria.

4.5 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Cuando se diseña o se proyecta una instalación térmica para la producción de ACS, uno de los pasos fundamentales consiste en definir el esquema de funcionamiento del sistema de distribución. Se trata de un esquema básico de la instalación en el que pueden identificarse fácilmente todos los elementos de la instalación y se pueden entender con un simple vistazo cómo quedan conectados hidráulicamente. En este esquema no se incluyen todos los detalles a nivel de valvulería, ni las longitudes reales de los tramos de tubería. Un esquema del principio formaría parte de la ingeniería básica de cualquier proyecto, mientras que el esquema de detalle, con los diámetros y longitudes de tubería y valvulería formaría parte de los planos de ingeniería de detalle.

4.5.1 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN

Un sistema multipropósito de ACS, calefacción y climatización evidentemente complica el diseño y cálculo de la instalación. Aparecen nuevos componentes y el enfoque global del diseño exige algunas modificaciones.

Se evalúan las posibilidades de un diseño solar integral que cumpla con la producción de ACS que establece el CTE y permita, con el excedente, atender las funciones de calefacción en invierno y climatización en verano.

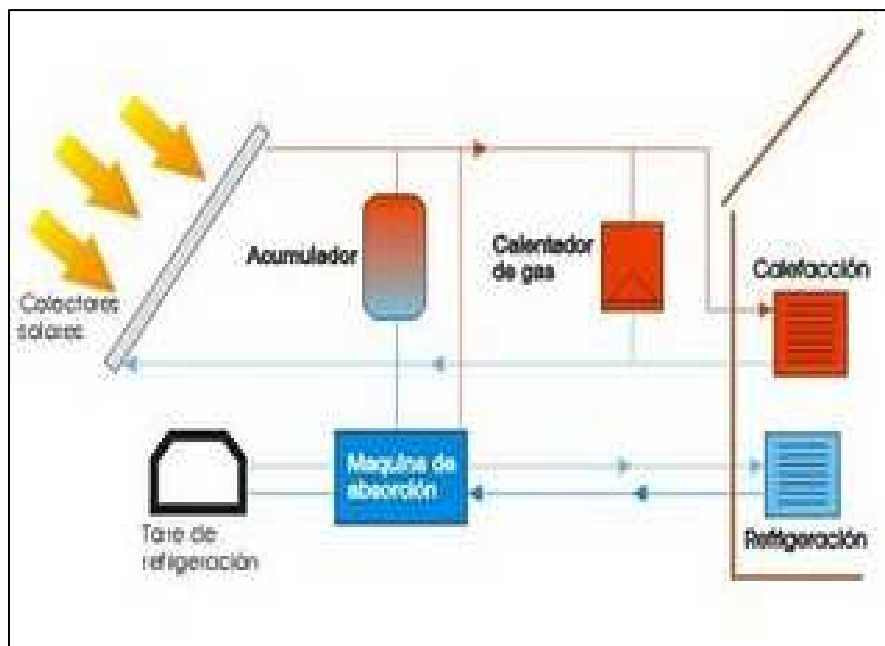


Figura 11: Esquema básico de componentes de un sistema solar de ACS, calefacción y climatización.

El predimensionado solar advierte que la producción solar, con el campo de colectores que permite la cubierta, es insuficiente para las prestaciones de los servicios de calefacción y climatización. El sistema híbrido solar de microcogeneración de ACS planteado, admite un diseño de mayor tamaño en lo referente a la cogeneración que consolide cierta cobertura de

calefacción o climatización si se piensa en trigeneración y en función de la temporada. En este punto no puede saberse el ratio de producción que puede aportar una microgeneración, así como tampoco el interés ecológico o económico de la implantación de un motor de mayor potencia.

4.5.1.1 SISTEMAS INVISIBLES DE CLIMATIZACIÓN

La Climatización Invisible es un sistema que consta de una serie de circuitos de tuberías integrados en el suelo, techo o paredes de la vivienda, a través de los cuales circula agua a la temperatura necesaria según la época del año. Las tuberías que conforman el sistema de Climatización Invisible son tuberías de polietileno reticulado con barrera de etilvinil-alcohol antidifusión de oxígeno.

Dichas tuberías van dispuestas sobre una base de aislamiento de poliestireno expandido con lámina portatubos de recubrimiento plástico para el montaje de los circuitos, aportando a la vivienda el aislamiento térmico necesario, así como el aislamiento acústico necesario para el cumplimiento del Código Técnico.

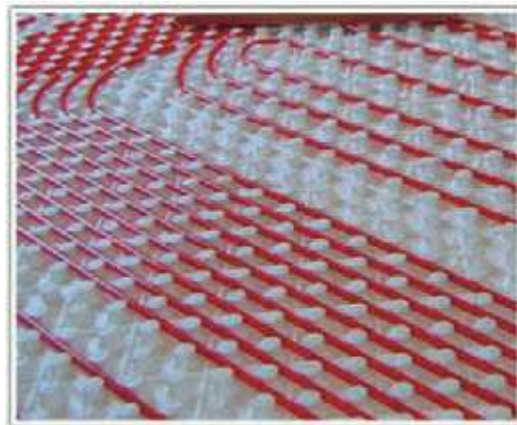


Figura 12: Tuberías de suelo radiante

Sobre ellos se extiende una capa de mortero de cemento, rematando la instalación con el pavimento que se desee (cerámica, gres, parqué, etc.). El sistema consigue mantener la temperatura ideal del hogar tanto en invierno como en verano.

Durante el invierno, el mortero absorbe el calor que desprenden las tuberías y lo cede al pavimento superior, que a su vez se transmite a las paredes y techo mediante radiación, evitando que elementos exteriores (aire y cuerpos fríos) influyan en las condiciones internas del confort. En verano, la eficiencia del sistema hace que se reduzcan las temperaturas por radiación en la medida necesaria para lograr el máximo confort del usuario.

En ambos casos la solución de Climatización Invisible genera una “protección térmica” (aprovechando la inercia térmica del suelo, techo y paredes) contra los factores externos. Esto convierte al sistema en el único que permite mantener las condiciones de confort dentro de la casa en todo momento.

Otro de los aspectos fundamentales en cuanto a la influencia de los sistemas de climatización en relación con su influencia en el confort del hogar es el control de la temperatura (calor/frío) y la distribución de la misma. En este sentido, 8 de cada 10 entrevistados consideran que la solución supone una clara ventaja en relación a los sistemas de climatización tradicionales. Estos últimos no satisfacen las necesidades reales de los usuarios finales. En invierno, por ejemplo, es recomendable que la climatización del hogar presente una temperatura ligeramente más elevada en la zona inferior, en el suelo. Si la temperatura es elevada a la altura de la cabeza puede provocar cansancio o jaquecas. Y si, por el contrario, no lo es suficientemente alta en la parte inferior, no desaparecerá la sensación de frío.

Además, las corrientes de aire de los sistemas de aire acondicionado ocasionan molestias al usuario, ya que es habitual en el uso de estos sistemas que en una misma estancia puedan existir zonas con temperaturas varios grados inferiores a otras.

El principio básico del sistema consiste en la impulsión de agua a temperatura moderada (en torno a los 40 °C en invierno y a los 16 °C en verano) a través de circuitos de tuberías de polietileno reticulado por el método Engel con barrera antidifusión de oxígeno.

Reduce la carga térmica tanto para calefacción como para climatización en distintas localizaciones. Con respecto a los sistemas convencionales, presentan menor superficie, con lo cual para igualar la carga necesitan aumentar el salto térmico y elevar la temperatura en calefacción o disminuirla en climatización

En el sistema de Climatización Invisible, los tubos se embeben en una capa de mortero de cemento con un recubrimiento de tipo cerámico, parquet, etc. En invierno, el mortero absorbe el calor disipado por las tuberías y lo cede al pavimento superior que, a su vez, emite esta energía hacia las paredes y techo de la habitación mediante radiación y en menor grado convección natural. En cambio en verano, el pavimento absorbe el calor por radiación, y en parte por convección, desde las paredes y el techo.

Luego el calor se transmite a la capa de mortero y a la tubería de suelo radiante. Desde aquí, el agua transporta el calor hacia el exterior de la vivienda. En la actualidad existen soluciones para su implantación en cualquier tipo de edificación (residencial, no residencial, industrial y reforma).

Las soluciones para techo para refrigeración son soluciones basadas en la circulación de agua refrigerada por paneles instalados en los techos, satisfaciendo de esta manera las demandas del mercado en refrigeración de espacios mediante el acondicionamiento térmico de las superficies.

Además, para ahorrar más energía el sistema necesita de una correcta regulación, por eso se utilizan colectores de distribución de circuitos emisores. Desde los colectores se equilibran hidráulicamente los circuitos a través de cabezales electrotérmicos y se regulará la circulación de agua impulsada en función de las necesidades térmicas de cada local. Los sistemas de regulación y control para Climatización Invisible permiten impulsar el agua a la temperatura deseada y controlar de forma independiente la temperatura ambiente de cada uno de los locales climatizados.

➤ VENTAJAS DE LOS SISTEMAS INVISIBLES

En una primera inspección, se comprueba que los sistemas invisibles de climatización proporcionan múltiples ventajas:

- Menor consumo energético.
- Ausencia de ruidos y confort.
- Reducción de emisiones.
- Mejor calificación energética del edificio
- Menor mantenimiento.

Son especialmente adecuados en edificios de gran altura de techos, como es el caso de auditorios y fábricas.

Confort durante todo el año

Para proyectar edificios con alta calidad ambiental es fundamental planificar los criterios de confort o sensación térmica, que debe ser considerada conjuntamente con otros factores como niveles de luz, la calidad del aire y el control del ruido. La sensación de confort térmico se define como “aquella condición mental que expresa satisfacción con el ambiente térmico”, se define en términos del número de personas confortadas (ISO 7730) y depende del calor generado espontáneamente por una persona (calor metabólico) y del que disipa a su entorno. En condiciones de equilibrio se producirá una sensación de confort térmico, pero si la cantidad de calor disipado es excesiva la persona sentirá una sensación de frío, o una sensación de calor si el calor disipado es insuficiente. Cuando se mide el ambiente térmico de una habitación es importante recordar que el hombre no puede sentir la temperatura del local sino el calor que pierde su cuerpo. Los parámetros que se deben medir son aquellos que afectan a la pérdida de energía.

El hombre tiene un sistema regulador de temperatura muy efectivo, que garantiza que la temperatura del núcleo del cuerpo se mantenga a 37 °C aproximadamente. Cuando el cuerpo empieza a calentarse demasiado (sobre los 37 °C), se inician dos procesos: primero se dilatan los vasos sanguíneos, incrementando el flujo de sangre por la piel y, a continuación, uno empieza a sudar. El sudor es un efectivo mecanismo de enfriamiento, porque la energía requerida para evaporar el sudor es tomada de la piel. Bastan unas pocas décimas de grado de incremento de la temperatura del núcleo del cuerpo para estimular la producción de sudor que puede cuadruplicar la pérdida de calor del cuerpo. Si el cuerpo empieza a enfriarse demasiado (a partir de los 34 °C), la primera reacción es la vasoconstricción de los conductos sanguíneos, reduciendo el flujo de sangre por la piel. La segunda reacción es incrementar la producción interna de calor mediante la estimulación de los músculos, pudiendo causar temblores. Este sistema es de también muy efectivo, y puede incrementar la producción de calor corporal bruscamente. Si los sensores de calor y frío envían señales al mismo tiempo, nuestro cerebro puede inhibir una o ambas reacciones térmicas de defensa del cuerpo.

Sin embargo, no todos los individuos reaccionan igual frente a la misma sobrecarga térmica y lo que para unos puede constituir un ambiente severo, para otros pudiera no serlo tanto. Según el RITE, en el apartado IT 1.1 exigencia de bienestar e higiene. IT 1.1.4.1.1

Generalidades, “La exigencia de calidad térmica del ambiente se considera satisfecha en el diseño y dimensionado de la instalación térmica, si los parámetros que define el bienestar térmico, como la temperatura seca del aire y operativa, humedad relativa, temperatura radiante media del recinto, velocidad media del aire en la zona ocupada e intensidad de la turbulencia se mantienen en la zona ocupada dentro de los valores establecidos a continuación”.

Es importante recordar que la sensación de temperatura de las personas no corresponde a la temperatura de aire, sino que equivale a un índice de confort térmico denominado temperatura operativa. La temperatura operativa se define como la temperatura uniforme en un recinto negro radiante en el que un ocupante tendría que intercambiar la misma cantidad de calor por radiación y por convección, que en un ambiente real no uniforme. De forma práctica, cuando la velocidad del aire es menor de 2 m/s, o cuando la diferencia entre temperatura radiante media y la temperatura de aire es menor de 4 °C, la temperatura operativa (t_o) en el interior de los edificios equivale al valor promedio entre la temperatura del aire (t_{aire}) y la temperatura media radiante (t_{mr}) de las superficies interiores de la habitación (suelo, techo, paredes, ventanas, puertas, etc.).

$$t_o = \frac{t_{mr} + t_{aire}}{2}$$

Es decir, si en invierno se desea mantener una temperatura operativa determinada, se puede disminuir la temperatura del aire y aumentar la temperatura radiante media. En cambio, en verano, se puede aumentar la temperatura del aire y disminuir la temperatura radiante media.

Perfil óptimo de temperatura

El perfil óptimo de temperaturas en invierno para el cuerpo humano es aquél según el cual la temperatura del aire a la altura de los pies es ligeramente superior a la temperatura del aire a la altura de la cabeza. Esto se traduce en una percepción, por parte del usuario del sistema, de una mayor sensación de confort.

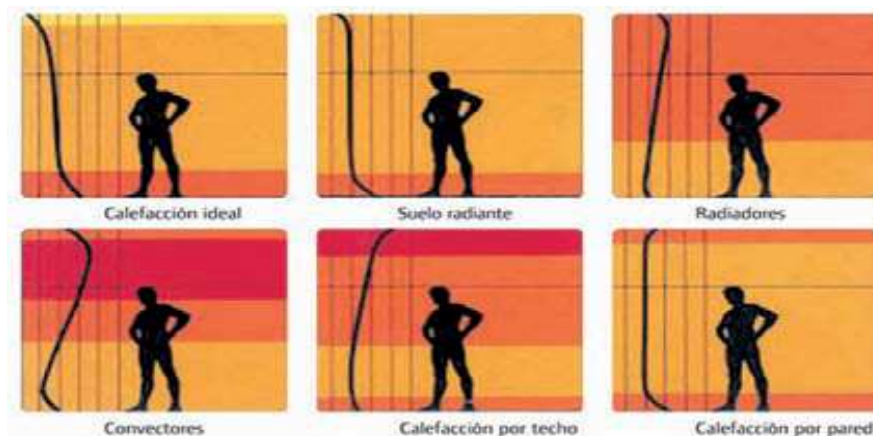


Figura 13: Perfiles de temperatura con diferentes sistemas de calefacción.

Climatización sin movimientos de aire

La velocidad de migración de las capas de aire caliente hacia las zonas frías es proporcional a la diferencia de temperaturas del aire entre ambas zonas, caliente y fría. Una de las causas que generan este fenómeno es la presencia de cuerpos muy calientes, como los radiadores. En una vivienda con Climatización Invisible, las diferencias de temperaturas entre las superficies (suelo, techo, paredes) y el aire son mínimas tanto en invierno como en verano, por lo que el movimiento de aire por convección es imperceptible. La ausencia de movimiento de aire produce menor movimiento de polvo y un entorno más higiénico y saludable.

Inercia térmica

La inercia térmica es la capacidad que tiene la masa de conservar la energía térmica recibida e ir liberándola progresivamente, disminuyendo de esta forma la necesidad de aportación de climatización. La inercia térmica o capacidad de almacenar energía de un material depende de su masa, su densidad y su calor específico. Edificios de gran inercia térmica tienen variaciones térmicas más estables, ya que el calor acumulado durante el día se libera en el período nocturno, esto quiere decir que a mayor inercia térmica mayor estabilidad térmica. La inercia térmica es un concepto clave en las técnicas bioclimáticas, ya que la capacidad de acumulación térmica de las soluciones que conforman un elemento arquitectónico es básica para conseguir el adecuado nivel de confort y la continuidad en las instalaciones de climatización. La inercia térmica conlleva dos fenómenos, uno de ellos es el de la amortiguación en la variación de las temperaturas y otro es el retardo de la temperatura interior respecto a la exterior. Un ejemplo de gran inercia térmica es el suelo, cuyo efecto climático puede ser utilizado, ya que amortigua y retarda la variación de temperatura que se produce entre el día y la noche. El semi-enterramiento de edificios puede llegar a aprovechar la capacidad de acumulación calorífica del suelo.

En los edificios modernos se presentan grandes variaciones de la temperatura interior debido a la influencia de factores externos, por ejemplo: radiación solar, frío radiante, aire frío, aire caliente. La principal causa de este problema es el bajo nivel de aislamiento térmico (incluyendo puertas y ventanas) y del alto nivel de infiltraciones de aire en los edificios. Una forma de minimizar este efecto es el aprovechamiento de los elementos constructivos del edificio (suelo, techo, paredes) como elementos acumuladores de energía (inercia térmica). Cuanta más energía se pueda acumular en estos elementos, menor será el efecto exterior negativo, manteniéndose temperaturas interiores muy estables durante todo el día y año. Por esta misma razón, los sistemas de Climatización Invisible requieren menos energía que otros sistemas para mantener las condiciones de confort; y en especial, durante las horas de máximo consumo energético en invierno y verano.

Emisión y absorción térmica uniforme

La unidad terminal del sistema es todo el suelo del área climatizada. Esto da lugar a que el intercambio térmico sea uniforme en toda la superficie. Este fenómeno se contrapone al de “zonas calientes” y “zonas frías” que se obtiene con otros sistemas de climatización en los cuales existe un número limitado de unidades terminales.

Ahorro energético

Es decir, tanto en invierno como en verano si se desea mantener una temperatura operativa o de confort determinada, se puede actuar sobre la temperatura del aire o la temperatura radiante media. Por esta razón, al ser menores las diferencias de temperaturas entre el aire interior y exterior del local, en invierno y verano, también son menores las pérdidas o ganancias energéticas (por cerramientos, por ventilación y por infiltración), ya que éstas son proporcionales a dichas diferencias de temperaturas.

Otro factor importante de ahorro energético lo constituyen la disminución de pérdidas o ganancias de calor en la sala de máquinas y en las conducciones hasta colectores debido a que la temperatura del agua es más moderada durante todo el año. Por otra parte, habrá que tener en cuenta que uno de los componentes del sistema de Climatización Invisible es la plancha de aislamiento, elemento con el que no cuentan otros sistemas de climatización. Con este elemento se está contribuyendo a mejorar el aislamiento térmico del edificio.

Básicamente, los sistemas invisibles generan ahorro por los siguientes motivos:

- Aumentan el rendimiento.
- Reducen las pérdidas de energía como consecuencia de una menor temperatura operativa.
- Reducen las pérdidas, al tenerse menor salto térmico.
- Permiten el aprovechamiento del funcionamiento nocturno y su menor coste eléctrico, con acumulación de frío, especialmente en el forjado.

Compatible con energías renovables

La moderada temperatura de impulsión de agua que necesita el sistema hace que éste sea compatible con casi cualquier fuente energética (electricidad, combustibles derivados del petróleo, energía solar, energía geotérmica, carbón, gas natural, etc.). En particular, es el único sistema de climatización que puede ser alimentado energéticamente por paneles solares térmicos o bomba de calor geotérmica.

La implementación más habitual de estos sistemas es el suelo radiante, pero cada vez toman mayor relevancia el techo y los muros, los conocidos forjados activos.

Compatible con cualquier tipo de suelos

El sistema es compatible con cualquier tipo de recubrimiento: pétreos, madera, plásticos, etc. Si el sistema se va a utilizar como sistema de refrigeración en verano, se recomienda el uso de recubrimientos pétreos como cerámica o el mármol, teniendo en las diferencias de funcionamiento del sistema debido a las distintas resistencias térmicas de los materiales de recubrimiento habituales.

Silencio ambiental

Los altos flujos de aire en los sistemas de aire producen usualmente ruidos molestos que tienen efectos negativos en la comunicación y el confort de la personas. Este problema no existe con los sistemas radiantes.

Bajos costes de mantenimiento

En sistemas radiantes se minimizan los costes de mantenimiento frente a los sistemas de aire. La complicada tecnología de los sistemas de aire, las numerosas partes móviles (ventiladores), la limpieza de los conductos de ventilación, filtros de aire, etc. Para mantener el aire en unas condiciones adecuadas de higiene, se traduce en unos elevados costes de mantenimiento.

4.5.1.1.1 SUELO RADIANTE

El sistema de calefacción más recomendado para las instalaciones solares térmicas es el sistema de calefacción por suelo radiante. El sistema de calefacción más recomendado para las instalaciones solares térmicas es el sistema de calefacción por suelo radiante.

El Suelo Radiante es un sistema de distribución del calor que se adapta perfectamente a la energía solar. Consiste en hacer circular por unos tubos de etileno reticulado, agua caliente. Es decir, se introduce energía térmica en el suelo dejando que la radiación climatice la estancia.

Los tubos de polietileno se colocan de 3 a 5 centímetros por debajo de la superficie del suelo, con una separación de entre 7 y 30 centímetros, entre tubo y tubo.

La principal ventaja de este tipo de calefacción sobre los sistemas tradicionales de calefacción mediante radiadores de pared, es el gran ahorro energético que supone. En el sistema de calefacción mediante suelo radiante, se hace pasar por los tubos agua entre 34.5 y 40° C, el suelo se mantiene entre 20 y 28° C y la temperatura ambiente de las estancias entre 20 y 22° C.

El grado de confort que se consigue con este tipo de calor es ideal ya que se calienta al agua a 40° C para mantener la casa a 20° C. Con las energías convencionales se quema combustible a temperaturas superiores a 800° C para calentar agua a 70 u 80° C y mantener la casa a 20° C. Es obvio que los saltos térmicos son mucho más altos y que esto produce pérdidas de calor mucho mayores. Con el suelo radiante se consiguen las temperaturas más uniformes y mayores temperaturas de radiación.

A continuación se muestra una vista transversal de la composición del suelo radiante:

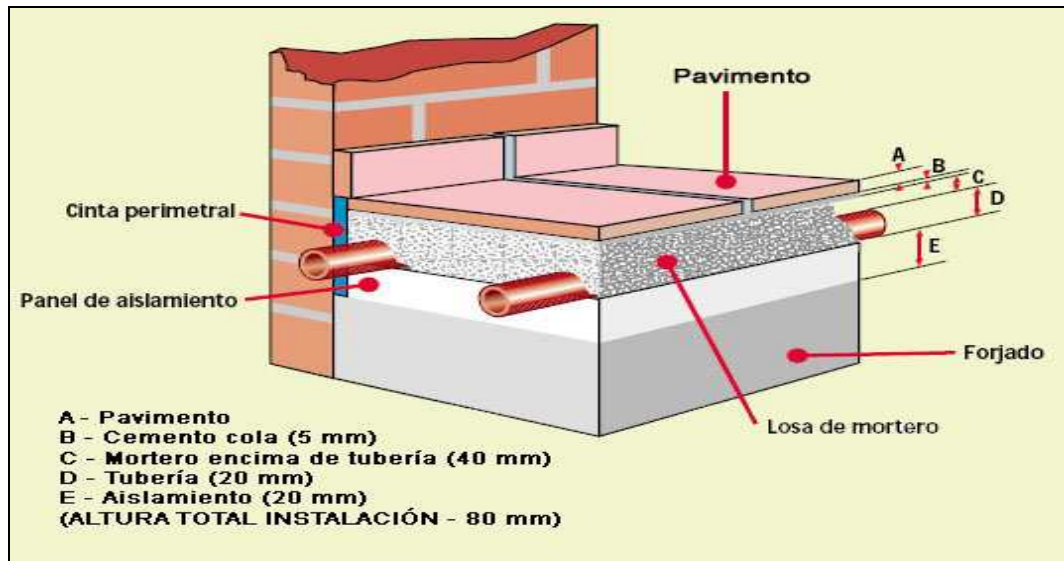


Figura: Vista transversal del suelo radiante

Donde:

1. Aislamiento plastificado que mantiene el sistema separado de las paredes de las estancias. Se adhiere a todos los tabiques y muros que delimitan las estancias calefactadas, absorbiendo las dilataciones del mortero de cemento.
2. Aislamiento moldeado, plastificado y machihembrado que reduce las pérdidas por la parte inferior de los tubos. Además sujeta las tuberías guiándolas y facilitando el trazado del circuito.
3. Los tubos de polietileno reticulado por los que se hace circular el fluido caloportador, en este caso agua caliente.
4. Mortero de cemento.
5. Pavimento, en este caso, parquet.

A continuación se enumeran algunas de las ventajas que presenta la instalación de este tipo de calefacción:

- Estéticamente no hay aparatos de calefacción visibles, pudiéndose aprovechar toda la superficie de las dependencias. Además es compatible con todo tipo de pavimentos.
- El agradable y uniforme calor de la vivienda y el suelo asegura un ambiente sano y limpio, sin acumulación de polvo quemado, sin turbulencias de aire y sin reseca el ambiente.
- A diferencia de otros sistemas, el calor se distribuye hasta 2-2,5 m de altura por lo que es capaz de calefactor grandes volúmenes sin crear bolsas de aire caliente en la parte superior de las estancias.
- Es un sistema de calefacción silencioso debido a la baja velocidad a la que circula el fluido calefactor.

- La distribución de calor se ajusta al perfil óptimo de temperaturas del cuerpo humano. La temperatura del aire a la altura de la cabeza es ligeramente inferior a la temperatura del aire a la altura de los pies, lo que produce una mayor sensación de confort a los habitantes.
- El emisor es todo el suelo del recinto a calefactor lo que conlleva una temperatura del ambiente uniforme.
- Las tuberías empleadas no son atacadas por la corrosión, siendo compatibles con cal, yeso, hormigón etc. Además la dilatación del tubo debido a las temperaturas, no perjudica el pavimento.
- Es un sistema muy seguro debido a que los tubos no poseen empalmes, pues todos los circuitos comienzan y terminan en un sistema colector de agua.

Un sistema colector/distribuidor impulsa y recoge el agua que circula por los circuitos del suelo radiante. A continuación se muestra un ejemplo de distribución del suelo radiante en una estancia. Se observa como todo el circuito está forma por un único tubo, sin empalmes



Figura: Distribución de los tubos del suelo radiante.

4.5.1.1.2 TECHO REFRESCANE

Basado en el mismo principio de radiación, el sistema de climatización por techo refrescante consiste en tubos de cobre con circulación de agua a baja temperatura, consiguiéndose bastante confort. Se coloca una subestructura de tubos suspendida del techo normalmente con un revestimiento. El techo radiante tiene la enorme ventaja de adaptarse a cualquier configuración, ofrece muchas posibilidades, como integración de luminarias o difusores de ventilación, y también grupos contra incendios.



Figura: Distribución de los tubos del techo refrescante.

Un buen diseño basado en techo refrescante genera confort total, reduciendo el ruido de los sistemas de distribución propios de los fancoils o los splits, especialmente acusados en el caso de la refrigeración, que por otro lado sueltan un chorro de aire sobre las personas que, a menudo resulta molesto y genera problemas de salud y malestar en general. Además, reducen los costes de mantenimiento, puesto que se sustenta sobre el techo bruto de la instalación.

Entre sus principales limitaciones, conviene mencionar los problemas generados con la condensación del agua y las humedades que se producen, que a veces entrañan un auténtico problema y presentan difícil solución. Valga como ejemplo el aeropuerto de Bilbao, además de los exhaustivos ensayos de presión que se requieren antes de su instalación para asegurar el retorno del agua y la minimización de las pérdidas de carga.

Además, téngase presente que para algunas situaciones muy desfavorables, o en algunas localizaciones muy cálidas, estos sistemas han de emplearse de manera complementaria a los sistemas de climatización convencionales.

RADIACIÓN SOLAR

5.1 RECURSO SOLAR

El aprovechamiento de los recursos solares tiene lugar en la superficie terrestre, y es por ello que la atmósfera se convierte en el factor principal que determina las características de dicha radiación al nivel de la Tierra.

En los primeros 80 km de la atmósfera es donde transcurre la mayor parte de la actividad que tiene influencia sobre el clima terrestre. De igual manera, es en esta capa donde se dan los principales fenómenos que la convierten en un medio atenuador de la radiación solar.

Los componentes principales de la atmósfera se encuentran en estado gaseoso y son, sobre todo, el oxígeno (21% volumen) y el nitrógeno (78% volumen). Existen otra serie de componentes de presencia variable tales como el ozono, el agua tanto en estado líquido como estado vapor, el metano, el gas carbónico, los aerosoles, etc. Los principales fenómenos sobre la radiación solar debido a la presencia de estos elementos son la **absorción** y la **dispersión** de la radiación solar. Los componentes de la atmósfera se convierten en nuevos emisores de energía cuando incide sobre ellos la radiación solar, de manera que parte de esta energía captada es de nuevo radiada en todas las direcciones (fenómeno de dispersión) para originar distintas reacciones químicas con el fin de mantener el equilibrio atmosférico, por ejemplo el ciclo del ozono.

Así, al nivel terrestre existen tres componentes de la radiación solar incidente:

- **Componente directa**, radiación que no ha sido interferida por la atmósfera terrestre y que tiene una dirección perfectamente definida por la hipotética línea que une la Tierra y el Sol. Es la que produce las sombras.
- **Componente difusa**, radiación solar que ha sufrido procesos de dispersión por los componentes de la atmósfera y proviene de todos los puntos de la bóveda celeste. Es la radiación existente en un día cubierto.
- **Componente reflejada**, es aquella radiación directa y difusa, que una vez ha sido reflejada por la Tierra u obstáculos circundantes, incide sobre la superficie en cuestión.

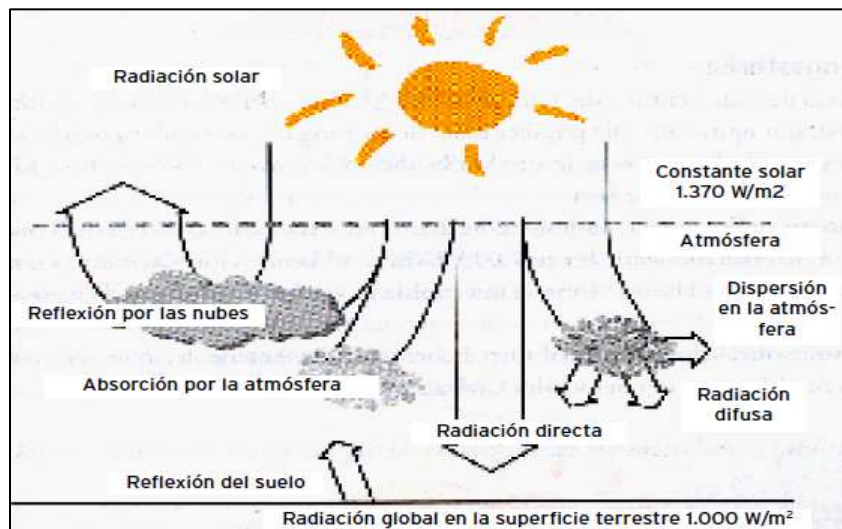


Figura 1: Radiación solar incidente sobre la superficie terrestre.

A tenor de esto, aparecen principalmente dos factores que condiciones y caracterizan la radiación solar que llega a la superficie de la Tierra:

1. Factores geométricos. Dependen de la posición relativa Tierra-Sol y de las coordenadas geométricas del emplazamiento. Condicionan sobre todo el ángulo de incidencia de la radiación directa y el recorrido de la radiación solar a través de la atmósfera.

2. Factores climáticos. Una vez descontados los efectos de los factores geométricos, se sigue observando que la radiación solar presenta unas características distintas a las esperadas. Esto es debido a la presencia de nubes, aerosoles, ozono, etc., que difunden, absorben y reflejan parte de la radiación solar de una manera aleatoria.

De forma que la radiación solar incidente sobre la superficie terrestre se distribuye según la figura, distinguiendo nueve zonas con distinto nivel de radiación solar:

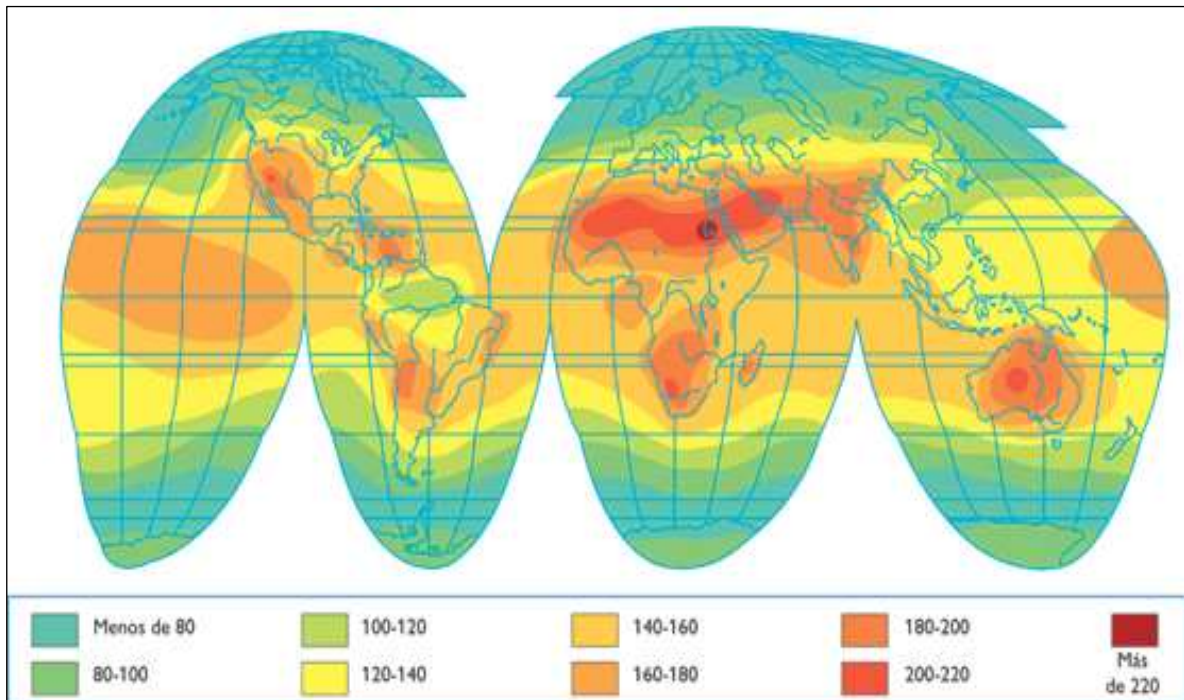


Figura 2: Distribución de la radiación solar sobre el globo terrestre (W/m^2). Fuente: www.energeticafutura.com

5.2 POSICIÓN SOLAR

Coordenadas ecuatoriales: medidas desde el centro de la esfera terrestre.

- **La latitud (ϕ):** se trata de la distancia angular, medida sobre un meridiano, entre la línea ecuatorial y el paralelo de una localización terrestre (o de cualquier otro planeta). Se mide en grados. Si el punto pertenece al hemisferio norte es positiva, y negativa si pertenece al hemisferio sur. Varían, por tanto, entre 0° y 90° (norte) y entre 0° y -90° (sur).
- **La declinación solar (δ):** se denomina así al ángulo comprendido entre el plano ecuatorial y el plano orbital terrestre. Es debido a la inclinación del eje de la Tierra, lo que provoca la inclinación del plano que contiene al ecuador con respecto a la eclíptica (plano que contiene la órbita de la tierra).

$$\delta = 23,45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{n + 284}{365}\right)$$

Siendo n es el ordinal del día 1° para el 1 de enero y 365° el ordinal para el 31 de diciembre.

- **Ángulo horario (ω):** representa el arco orbital del sol respecto del mediodía local. Como el sol recorre a lo largo del día los 360° de la esfera celeste, cada 15° se corresponden con una hora transcurrida. El criterio más extendido es tomar el signo positivo para la mañana y el negativo para la tarde, tomando como referencia la hora solar local, de manera que el ángulo horario es nulo para el mediodía (12 hsl).

$$\omega = 180^\circ - 15^\circ \cdot hsl$$

Coordenadas solares:

- **Altura solar (α_s):** Es el ángulo de elevación del sol sobre el horizonte. Comienza en 0° al amanecer, llega al mediodía al valor $(90^\circ - \phi + \delta)$ y termina al atardecer en 0° .

$$\sin(\alpha_s) = \sin\phi \cdot \sin\delta + \cos\phi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega$$

- **Ángulo cenital (θ):** Es el ángulo complementario de la altura solar.

$$\cos(\theta_s) = \sin\phi \cdot \sin\delta + \cos\phi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega$$

- **Ángulo azimut (Y_s):** Es el recorrido horizontal del Sol. Marca como origen el mediodía cuando $\omega = 0^\circ$.

Coordenadas horarias: es de gran utilidad determinar las horas de salida y de puesta del sol por el horizonte, o la duración del día que transcurre entre ambos. El momento del

amanecer se corresponde con la altura solar nula por el este y el del atardecer con la altura solar nula por el oeste.

$$\omega_s = \arccos(-\tan \phi \cdot \tan \delta)$$

$$\omega_p = -\arccos(-\tan \phi \cdot \tan \delta)$$

Coordenadas relativas: debido a que es necesario estudiar los rayos solares incidentes sobre una determinada superficie, es imprescindible determinar la posición de dicha superficie respecto al sistema de coordenadas que se ha establecido. Son justamente estas coordenadas las que se utilizan para evaluar la radiación incidente sobre los colectores solares.

- **Orientación (γ):** Se utiliza para expresar la separación acimutal entre la superficie y el sur.
- **Inclinación (β):** Expresa el levantamiento de la superficie con respecto al plano horizontal.
- **Incidencia solar (θ):** Es el ángulo formado por la dirección de la radiación directa y la normal a la superficie.

$$\theta = \arccos(\sin \delta \cdot \sin \phi \cdot \cos \beta - \sin \delta \cdot \cos \phi \cdot \cos \gamma \cdot \sin \beta + \cos \delta \cdot \cos \phi \cdot \cos \beta \cdot \cos \omega + \cos \delta \cdot \sin \phi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma \cdot \cos \omega + \cos \delta \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma \cdot \sin \omega)$$

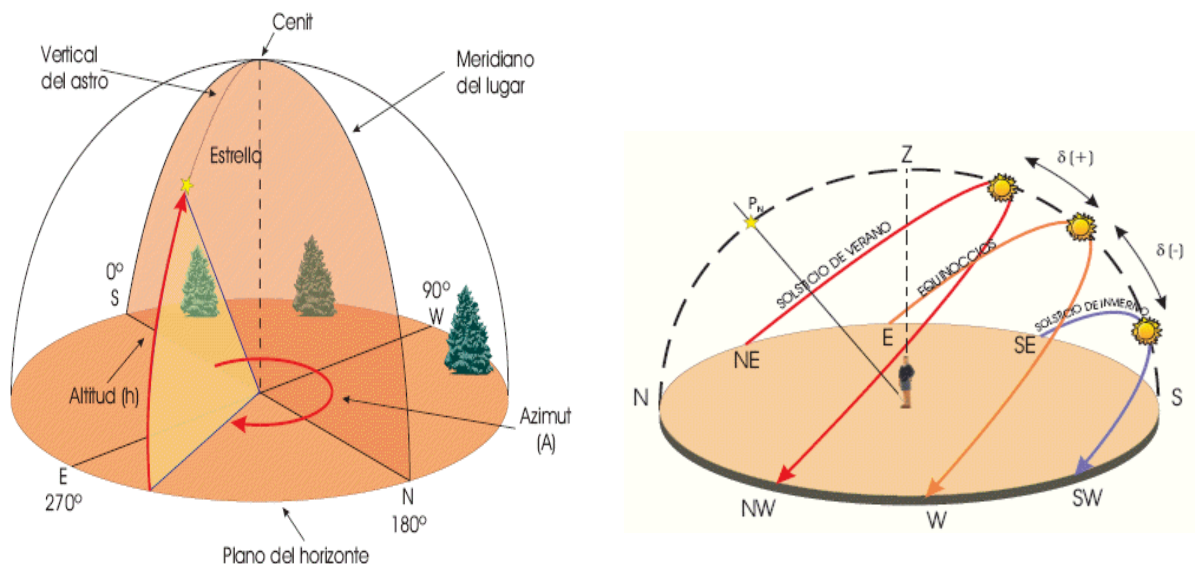


Figura 3: Coordenadas relativas de la posición solar.

5.3 RADIACIÓN SOLAR

El conocimiento de la radiación solar global sobre la superficie exterior del edificio es fundamental, sin embargo no se dispone de datos de esta magnitud para cualquiera de los parámetros que se pueda imaginar, siendo en consecuencia, necesaria su estimación a partir de otras magnitudes como es la irradiancia global (difusa y directa).

El objetivo de este apartado es el de introducir cuantos conceptos y aspectos relativos al tema se consideren necesarios para proceder a la estimación de la radiación solar global sobre una superficie arbitrariamente orientada e inclinada.

Para conocer los niveles de irradiación solar, se puede utilizar una tabla de CENSOLAR, Centro de Estudios de la Energía Solar, que proporciona por provincias los valores de la irradiación media sobre una hipotética superficie plana instalada en cada una de ellas.

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	AÑO
1 ÁLAVA	151	200	326	357	406	457	498	476	414	275	179	142	323.4
2 ALBACETE	220	306	434	528	584	690	733	639	545	360	274	221	461.2
3 ALICANTE	277	349	472	519	635	680	710	620	530	394	321	265	481
4 ALMERÍA	291	354	477	539	636	675	696	618	536	404	328	279	486.1
5 ASTURIAS	174	222	307	334	414	419	462	407	361	283	192	162	311.4
6 AVILA	197	265	391	485	533	612	721	695	546	326	226	181	431.5
7 BADAJOZ	213	289	395	514	600	676	711	653	520	355	269	217	451
8 BALEARES	235	311	418	446	577	623	666	566	474	350	276	226	430.7
9 BARCELONA	211	276	375	441	511	559	593	497	422	313	236	202	386.3
10 BURGOS	165	228	361	440	514	592	631	568	484	292	213	157	387.1
11 CÁCERES	223	291	427	538	606	689	772	698	573	367	290	229	475.3
12 CÁDIZ	263	332	456	510	609	653	713	631	525	411	326	257	473.8
13 CANTABRIA	163	216	318	358	443	466	505	427	376	276	188	157	324.4
14 CASTELLÓN	261	355	450	479	567	588	657	537	483	380	282	256	441.3
15 CEUTA	292	381	539	577	669	735	738	668	555	412	359	298	518.6
16 CIUDAD REAL	230	292	434	514	588	652	696	636	547	362	283	226	455
17 CÓRDOBA	234	292	438	509	599	711	783	691	578	367	279	239	476.7
18 LA CORUÑA	178	231	330	340	422	446	477	420	402	315	209	179	329.1
19 CUENCA	194	257	375	477	515	604	703	613	509	324	234	192	416.4
20 GERONA	232	304	412	438	513	523	614	507	432	340	255	230	400
21 GRANADA	255	314	441	508	603	682	733	649	546	375	313	246	472.1
22 GUADALAJARA	212	266	406	491	532	624	686	636	515	339	255	193	429.6
23 GUIPÚZCOA	179	222	328	322	402	447	444	375	370	299	202	175	313.8
24 HUELVA	249	328	464	537	662	704	789	702	615	420	300	263	502.8
25 HUESCA	199	280	416	514	558	606	635	573	491	327	236	178	417.8
26 JAÉN	218	294	419	494	559	671	735	663	556	345	265	227	453.8
27 LEÓN	189	253	401	473	537	607	665	574	499	302	227	169	408

Tabla 1: Irradiación solar diaria media mensual útil por ciudades sobre una superficie horizontal.
Fuente: CENSOLAR.

Dado que no se tienen datos concretos para la ciudad de Oviedo, se toman los valores indicados para las localidades de Asturias en general.

Para el cálculo de la radiación solar incidente en función de la inclinación de los captadores solares, los valores anteriores se corrigen recurriendo a unas tablas especificadas en el Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones Solares de Baja Temperatura. Para la latitud de Oviedo, y tomando una inclinación igual a la latitud, 43° , se tiene:

LATITUD = 43°												
Incli.	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
5	1,08	1,07	1,05	1,03	1,02	1,02	1,02	1,04	1,06	1,08	1,1	1,09
10	1,15	1,12	1,09	1,06	1,04	1,03	1,04	1,07	1,11	1,16	1,19	1,18
15	1,22	1,18	1,13	1,08	1,05	1,03	1,05	1,09	1,15	1,23	1,27	1,26
20	1,28	1,22	1,16	1,09	1,05	1,03	1,05	1,1	1,19	1,29	1,35	1,33
25	1,33	1,26	1,18	1,1	1,04	1,02	1,04	1,11	1,22	1,34	1,42	1,4
30	1,37	1,29	1,2	1,1	1,03	1	1,03	1,11	1,24	1,38	1,48	1,45
35	1,41	1,31	1,2	1,09	1,01	0,98	1,01	1,1	1,25	1,42	1,52	1,5
40	1,43	1,33	1,2	1,07	0,98	0,95	0,98	1,09	1,25	1,44	1,56	1,54
45	1,45	1,33	1,19	1,05	0,95	0,91	0,95	1,06	1,24	1,45	1,59	1,57
50	1,46	1,33	1,17	1,02	0,91	0,87	0,91	1,03	1,23	1,46	1,61	1,58
55	1,46	1,32	1,15	0,98	0,86	0,82	0,86	1	1,21	1,45	1,62	1,59
60	1,45	1,3	1,12	0,94	0,81	0,76	0,81	0,95	1,17	1,44	1,62	1,59
65	1,43	1,27	1,08	0,89	0,75	0,7	0,75	0,9	1,13	1,41	1,61	1,58
70	1,41	1,23	1,03	0,83	0,69	0,64	0,69	0,84	1,09	1,38	1,58	1,56
75	1,37	1,19	0,98	0,77	0,62	0,57	0,62	0,78	1,03	1,34	1,55	1,53
80	1,33	1,14	0,92	0,7	0,55	0,49	0,55	0,71	0,97	1,28	1,51	1,49
85	1,28	1,08	0,85	0,63	0,47	0,42	0,47	0,64	0,9	1,22	1,45	1,44
90	1,22	1,02	0,78	0,56	0,4	0,34	0,39	0,56	0,83	1,16	1,39	1,38

Tabla 2: Factores de corrección de la irradiación sobre una superficie inclinada. Fuente: Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones Solares de Baja Tensión.

Interpolando, se puede conocer con exactitud los factores de corrección para cada uno de los meses. Finalmente, multiplicando la irradiación sobre el plano horizontal por estos factores, se obtiene la irradiación diaria media mensual incidente sobre la superficie de los colectores inclinados 43° del edificio Rubín a lo largo del año:

Mes	I (W/m ²)	K	I _T (W/m ²)
Ene	174	1,44	250,56
Feb	222	1,33	295,26
Mar	307	1,2	368,40
Abr	334	1,06	354,04
May	414	0,97	401,58
Jun	419	0,94	393,86
Jul	462	0,97	448,14
Ago	407	1,08	439,56
Sep	361	1,25	451,25
Oct	283	1,45	410,35
Nov	192	1,58	303,36
Dic	162	1,56	252,72
Media	311,4	-	364,09

Tabla 3: Radiación global diaria media mensual incidente sobre la superficie de los captadores solares del edificio Rubín.

La radiación global diaria media anual resulta:

$$I_T = 364,09 \frac{W}{m^2}$$

Igualmente, se puede determinar la radiación anual media teniendo en cuenta los días 365 días del año:

$$I_T = 364,09 \frac{W}{m^2 \cdot dia} \cdot 365 dias = 132.892,85 \frac{W}{m^2}$$

5.4 FRACCIÓN SOLAR MÍNIMA

En función de la zona climática y la demanda de ACS del edificio, el CTE estipula como se ha visto que, en los edificios con previsión de demanda de ACS o de climatización de piscina cubierta, en los que así se establezca, una parte de las necesidades energéticas térmicas derivadas de esa demanda debe ser cubierta mediante la incorporación en los mismos de sistemas de captación, almacenamiento y utilización de energía solar de baja temperatura, adecuada a la radiación solar global de su emplazamiento y a la demanda de ACS del edificio. Los valores derivados de esta exigencia básica tendrán la consideración de mínimos, sin perjuicio de valores que puedan ser establecidos por las administraciones competentes y que contribuyan a la sostenibilidad, atendiendo a las características propias de su localización y ámbito territorial.

En la tabla 4 y en la figura 4 se marcan los límites de zonas homogéneas a efectos de la exigencia. Las zonas se han definido teniendo en cuenta la radiación solar global media diaria anual sobre una superficie horizontal, tomando los intervalos que se relacionan para cada una de las zonas.

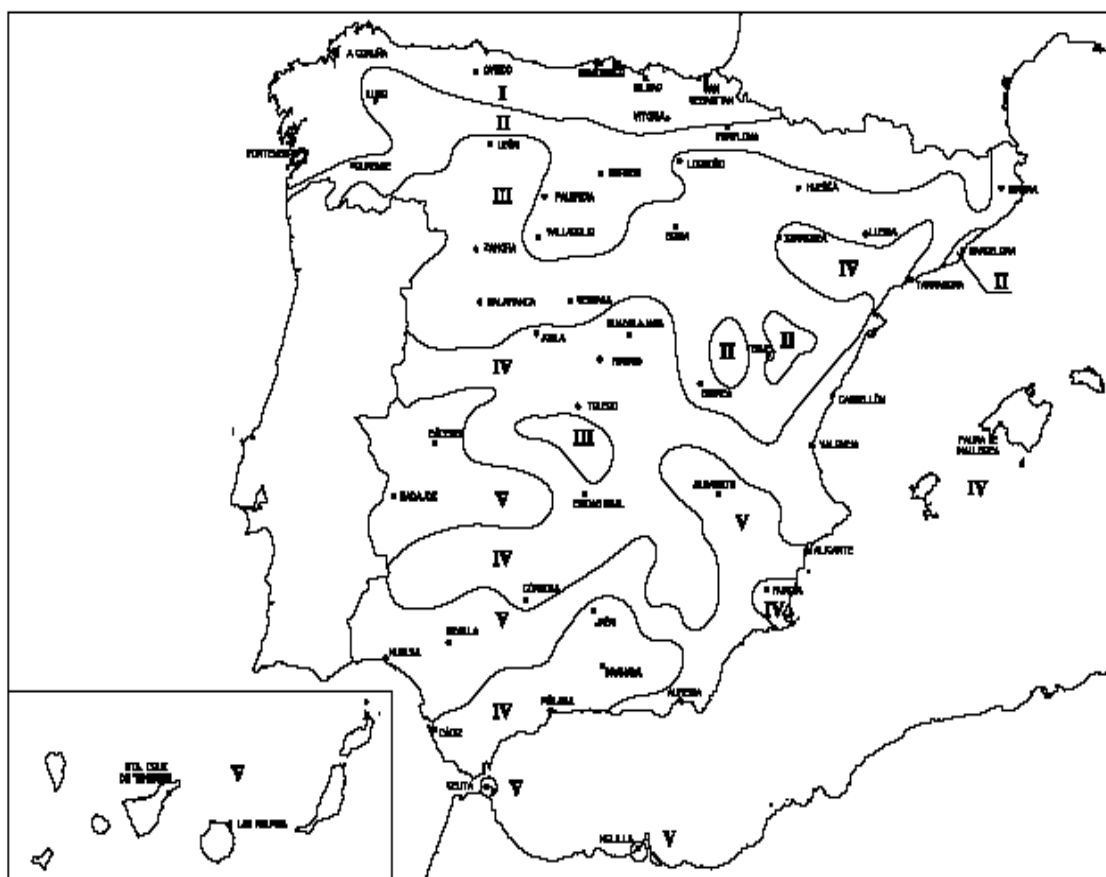


Figura 4: Mapa de las zonas climáticas de España. Fuente: CTE.

Zona climática	MJ/m ²	kWh/m ²
I	$H < 13,7$	$H < 3,8$
II	$13,7 \leq H < 15,1$	$3,8 \leq H < 4,2$
III	$15,1 \leq H < 16,8$	$4,2 \leq H < 4,6$
IV	$16,8 \leq H < 18,0$	$4,6 \leq H < 5,0$
V	$H \geq 18,0$	$H \geq 5,0$

Tabla 4: Intervalos zonales de radiación solar global. Fuente: CTE.

Esto es, el CTE exige un determinado porcentaje mínimo como contribución solar a la demanda energética anual de ACS del edificio. Téngase en cuenta que los valores que a continuación se muestran corresponden a una temperatura suministro del ACS igual a 60°C.

Demanda total de ACS del edificio (l/d)	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50-5.000	30	30	50	60	70
5.000-6.000	30	30	55	65	70
6.000-7.000	30	35	61	70	70
7.000-8.000	30	45	63	70	70
8.000-9.000	30	52	65	70	70
9.000-10.000	30	55	70	70	70
10.000-12.500	30	65	70	70	70
12.500-15.000	30	70	70	70	70
15.000-17.500	35	70	70	70	70
17.500-20.000	45	70	70	70	70
> 20.000	52	70	70	70	70

Tabla 5: Contribución solar mínima (%) de un sistema solar de ACS. Fuente: CTE.

Efectivamente, la ciudad de Oviedo se sitúa en la zona climática I. Entonces, teniendo en cuenta que la demanda diaria de ACS, como se comprobará en el capítulo que sigue, asciende a 18.524 L/día, la contribución solar mínima debe ser igual al 45%. Esto significa que la instalación debe necesariamente cubrir el 45% de la demanda anual de ACS para cumplir la legislación actual en materia de edificación. Además el Código Técnico de Edificación establece que el dimensionado básico de una instalación solar térmica debe realizarse de forma que su producción cumpla las siguientes restricciones:

- ✓ No poder sobrepasar más del 100% de la demanda de ACS durante 3 meses consecutivos.
- ✓ En ningún mes del año la energía producida por la instalación solar podrá superar el 110% de la demanda de ACS.

DEMANDA DE AGUA CALIENTE SANITARIA

6.1 CONSUMO DE ACS

6.1.1 CONSUMO DIARIO DE ACS

La demanda de ACS viene determinada por el consumo instantáneo de agua caliente que hace el edificio. En muchas ocasiones, bien porque sea de nueva o reciente construcción, o bien porque no se haya registrado de forma precisa, no se dispone de un histórico de datos de consumo para un determinado edificio. De modo que, como es el caso, es necesario efectuar una estimación lo suficientemente consistente. El CTE aconseja utilizar un consumo medio de agua igual a 22 litros por persona al día para cada una de las viviendas de un edificio multivivienda:

Criterio de demanda	Litros ACS/día a 60° C	
Viviendas unifamiliares	30	por persona
Viviendas multifamiliares	22	por persona
Hospitales y clínicas	55	por cama
Hotel ****	70	por cama
Hotel ***	55	por cama
Hotel/Hostal **	40	por cama
Camping	40	por emplazamiento
Hostal/Pensión *	35	por cama
Residencia (ancianos, estudiantes, etc)	55	por cama
Vestuarios/Duchas colectivas	15	por servicio
Escuelas	3	por alumno
Cuarteles	20	por persona
Fábricas y talleres	15	por persona
Administrativos	3	por persona
Gimnasios	20 a 25	por usuario
Lavanderías	3 a 5	por kilo de ropa
Restaurantes	5 a 10	por comida
Cafeterías	1	por almuerzo

Tabla 1: Consumo de ACS diario por persona a 60°C. Fuente: CTE.

El edificio Rubín presenta la siguiente configuración por viviendas:

PLANTA	1 DORMITORIO	2 DORMITORIOS	3 DORMITORIOS	4 DORMITORIOS
PRIMERA	1	6	19	4
SEGUNDA	1	6	19	4
TERCERA	1	6	19	4
CUARTA	1	6	19	4
QUINTA	1	6	19	4
SEXTA	1	6	15	4
SÉPTIMA	1	6	11	4
ÁTICO	1	0	13	0
TOTAL	8	42	134	28

Tabla 2: Número de dormitorios por vivienda en cada planta del edificio.

El CTE considera la siguiente ocupación por vivienda, más o menos lógica, en función del número de dormitorios:

TIPO DE VIVENDA	Nº DE PERSONAS
Estudios o viviendas de 1 dormitorio	1.5
Viviendas de 2 dormitorios	3
Viviendas de 3 dormitorios	4
Viviendas de 4 dormitorios	6
Viviendas de 5 dormitorios	7
Viviendas de 6 dormitorios	8
Viviendas de 7 dormitorios	9

Tabla 3: Número de personas por vivienda en función del número de dormitorios.

Se supone una capacidad del edificio del 100%, esto es, una ocupación total del edificio, quedando contemplada así la situación más desfavorable posible, o lo que es lo mismo, de mayor demanda térmica posible en este sentido. No obstante, conviene no olvidar que en condiciones normales, el edificio tan sólo se encontrará parcialmente ocupado. Entonces, el número de personas que integran como máximo el edificio, se puede obtener multiplicando cada una de las viviendas por la previsión de personas que ocupan las mismas en función del número de dormitorios:

$$N^{\circ} \text{ personas} = (1,5 \cdot 8) + (3 \cdot 42) + (4 \cdot 134) + (6 \cdot 28) = 842 \text{ personas}$$

Por tanto, el volumen diario de ACS consumido en el edificio es:

$$V_{\text{DIARIO}} = 22 \frac{L}{\text{persona} \cdot \text{dia}} \cdot 842 \text{ personas} = 18.524 \frac{L}{\text{dia}} = 18,524 \frac{m^3}{\text{dia}}$$

Para el cálculo de la producción solar, es necesario conocer el gasto másico de ACS. Así, teniendo en cuenta la fracción horaria, es decir, las horas al día en la que se tiene luz solar, ya que es justamente cuando se utiliza la instalación solar:

Latitud	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
De +25° a +45°	8	9	9	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	9	9	8	7,5
(Hemisferio Norte)												

Tabla 4: Número medio de horas diarias de sol útiles para captadores orientados aproximadamente al ecuador e inclinados con un ángulo igual a la latitud. Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid.

En promedio, se tienen 8,92 horas de sol para un día medio del año, de modo que el gasto másico diario medio mensual destinado al consumo de ACS resulta:

$$\dot{m} = \frac{18,524 \frac{m^3}{\text{dia}} \cdot 1000 \frac{kg}{m^3}}{8,9 \frac{h}{\text{dia}} \cdot 3600 \frac{s}{h}} = 0,578 \frac{kg}{s}$$

6.1.2 CONSUMO HORARIO DE ACS

Ahora bien, el consumo es diferente dependiendo del día de la semana y de la hora del día. Con vistas al cálculo de la demanda horaria de calefacción y climatización, y poder así sumar en consonancia las demandas del edificio, conviene incluir en este capítulo una estimación horaria de la demanda de ACS basada en el consumo diario. La complejidad de esta labor es tanto mayor cuanto más corto es el periodo de tiempo.

Se considera la evolución porcentual diaria en el consumo de ACS dada por la siguiente curva monótona de consumo para edificios de viviendas:



Figura 1: Curva de consumo diario de ACS en edificios domésticos. Fuente: DALKIA ENERGÍA Y SERVICIOS.

Además, el consumo de ACS de un determinado edificio es evidentemente estacional, es decir, varía en función de la temporada y del mes del año en cuestión. Se considera un factor de corrección para la variación media mensual del consumo de ACS:

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$f(\%)$	11,5	7	3	8,5	4	1,5	0,9	0,765	0,915	0,94	2	7,5

Tabla 5: Factor de estacionalidad del consumo mensual de ACS (%). Fuente:

Hora	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$f(\%)$	0	0	0	0	0	1	7	14	7	6	5	4	5	6	3	2	2	7	7	8	9	5	3	1

Tabla 6: Factor horario de la distribución diaria del consumo diario de ACS.

Tomando el consumo diario de ACS estimado de acuerdo con el CTE, si se aplican los factores de corrección para la estacionalidad, se tiene el consumo de ACS para un día tipo de cualquier mes:

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun
CONSUMO ACS ($\text{m}^3/\text{día}$)	1.249,15	1.180,29	1.109,54	1.154,76	1.046,37	959,99
Mes	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
CONSUMO ACS ($\text{m}^3/\text{día}$)	808,56	680,69	841,75	931,58	1.081,19	1.181,17

Tabla 6: Consumo diario medio mensual de ACS.

6.2 DEMANDA DE ACS

Para el cálculo de la demanda de ACS se emplea la expresión:

$$Q = V \cdot f_{\text{mensual}} \cdot f_{\text{horario}} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{sum}} - T_{\text{red}}) \rightarrow \left(\frac{J}{3,6 \cdot 10^6 \text{ kWh}} \right)$$

Donde:

Q : carga térmica demandada de ACS (kWh)

V : consumo medio de ACS (L)

ρ : densidad del agua = 1000 kg/m³.

f_{mensual} : factor mensual de consumo.

f_{horario} : factor horario de consumo.

c_p : calor específico del agua = 4.180 J/kg°C.

T_{sum} : temperatura de suministro.

T_{red} : temperatura diaria media mensual del agua de red (°C).

El DTIE 1.01 informa de que la temperatura de suministro de agua inmediatamente a la salida de la instalación térmica ha de alcanzar al menos los 55-60°C para prevenir posibles problemas de legionela y otras enfermedades bacterianas. No obstante, esta temperatura es elevada y producirá con toda probabilidad quemaduras sobre los usuarios, por lo que es preciso enfriar el agua hasta alcanzar una temperatura de consumo igual a 45°C aproximadamente, como recomienda el RITE. El valor de la temperatura, T_{sum} , se toma entonces igual a 60°C para el cumplimiento de la legislación vigente higiénico-sanitaria en la prevención y control de la legionelosis.

Por otro lado, se puede conocer con precisión la temperatura diaria media mensual del agua de red en Oviedo a partir de los datos tabulados para las capitales de provincia de que dispone la guía solar térmica de ASIT:

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Año
Temperatura (°C)	9	9	10	10	12	14	15	16	15	13	10	9	11,83

Tabla 7: Temperatura diaria media mensual del agua fría de red en Oviedo. Fuente: guía de ASIT

Conocidos todos los términos involucrados en el cálculo de la demanda, se puede operar y obtener la demanda en el horizonte temporal que se prefiera.

6.2.1 DEMANDA MENSUAL DE ACS

Los resultados obtenidos se pueden mostrar de forma mensual para tener una idea global de la demanda de ACS del edificio a lo largo del año:

Mes	CONSUMO (m ³ /mes)	T_{sum} (°C)	T_{red} (°C)	ΔT (°C)	DEMANDA (kWh)
Ene	574,244	60	9	54	38.723,55
Feb	518,672	60	9	53	33.048,14
Mar	574,244	60	10	51	34.395,70
Abr	555,72	60	10	49	34.642,81
May	574,244	60	12	48	32.437,48
Jun	555,72	60	14	47	28.799,64
Jul	574,244	60	15	46	25.065,45
Ago	574,244	60	16	47	21.101,26
Sep	555,72	60	15	48	25.252,56
Oct	574,244	60	13	49	28.879,03
Nov	555,72	60	10	51	32.435,59
Dic	574,244	60	9	54	36.616,39
Total	6.761,26	-	-	-	371.397,61
Media	563,44	60	10,25	49,75	30.949,80

Tabla 8: Demanda mensual de ACS.

La demanda anual total y la demanda mensual media de ACS son justamente la suma o la media a lo largo de los distintos meses, esto es:

$$Q_{MENSUAL_MEDIA} = 30.949,80 kWh$$

$$Q_{ANUAL} = 371.397,61 kWh$$

Se pueden visualizar más claramente las variaciones mensuales y la evolución de la demanda estimada de ACS a partir de los siguientes gráficos:

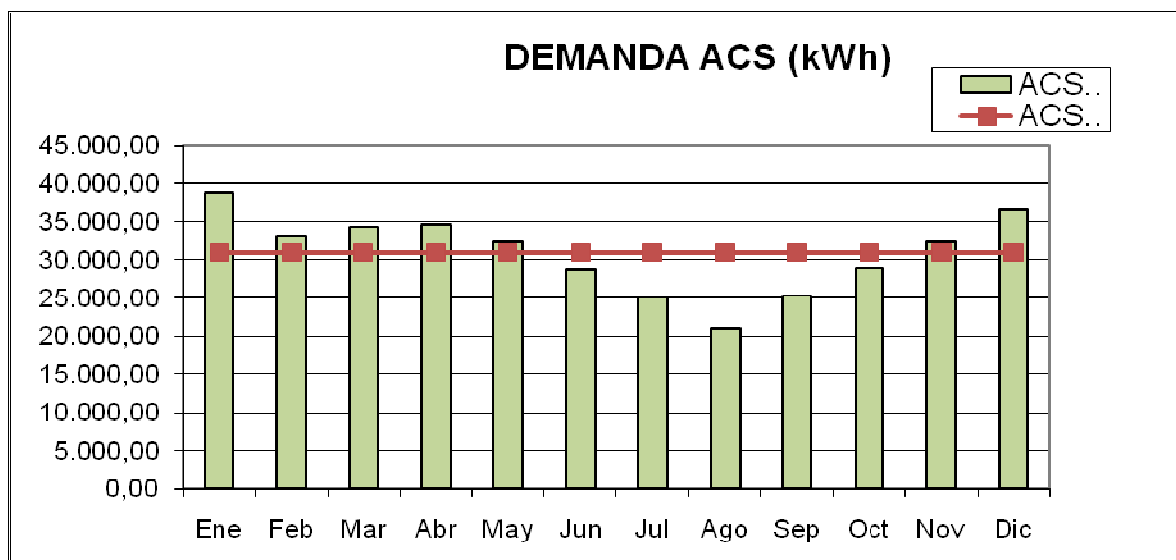
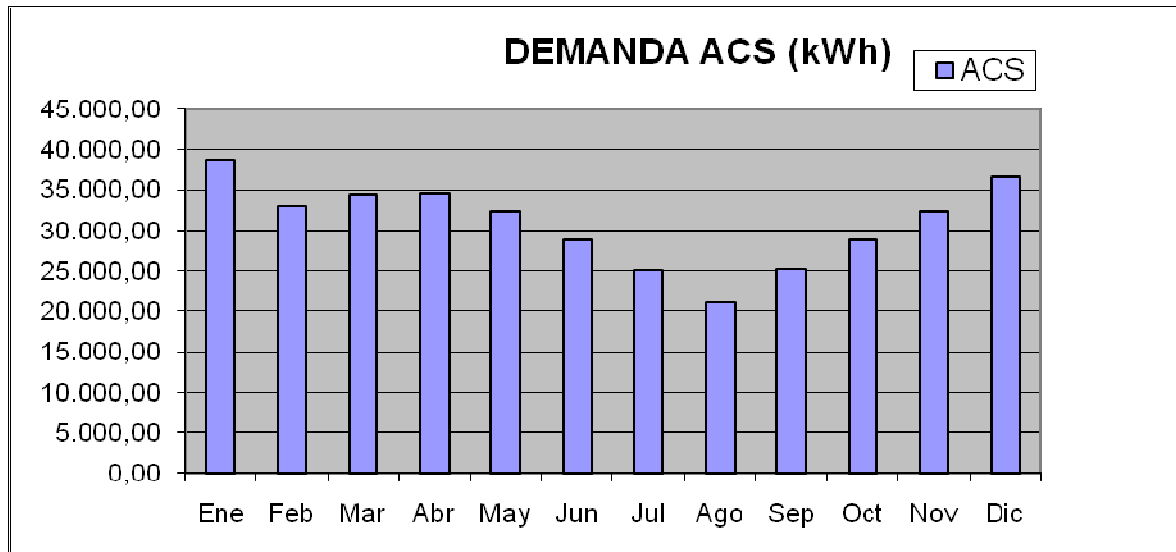


Figura 2: Demanda mensual media de ACS.

CARGA TÉRMICA

El diseño de cualquier instalación térmica exige como primer paso la determinación de la potencia térmica de la estancia que se va a proceder a calefactor y/o refrigerar. Así, a lo largo de este capítulo, se calcula la carga térmica máxima de calefacción y climatización del edificio multivivienda estudiado.

Justamente, esta labor requiere un balance térmico de pérdidas y ganancias que componen el conocido cálculo de la **carga térmica**.

7.1 CONDICIONES DE DISEÑO

Las condiciones de diseño interior y exterior de una instalación térmica se definen en el Reglamento de Instalaciones Térmicas de los Edificios (RITE).

7.1.1 CONDICIONES DEL AMBIENTE TÉRMICO INTERIOR

El RITE, para satisfacer el confort y bienestar de los usuarios de un determinado edificio, recomienda algunas exigencias normativas dirigidas al control de los siguientes aspectos:

- La temperatura seca.
- La humedad relativa.
- La calidad del aire interior, mediante una adecuada renovación del aire.
- El nivel de ruido.
- La velocidad del aire.

Esto, en esencia, queda recogido en la tabla:

ESTACIÓN	TEMPERATURA (°C)	VELOCIDAD MEDIA DEL AIRE (m/s)	HUMEDAD RELATIVA
Verano	23 a 25	0,18 a 0,24	40 a 60
Invierno	20 a 23	0,15 a 0,20	40 a 60

Tabla 1: Condiciones interiores de diseño. Fuente: RITE

Concretamente, en las situaciones prácticas más frecuentes, se adoptan los siguientes valores en función de la estancia a acondicionar:

	VERANO		INVIERNO	
	T (°C)	HR (%)	T (°C)	HR (%)
Confort general	24	55	21	40
Tiendas comerciales	24	55	20	40
Aplicaciones con alta carga latente	25	60	20	40

Tabla 2: Condiciones interiores de diseño típicamente utilizadas. Fuente: RITE

7.1.2 CONDICIONES DEL AMBIENTE TÉRMICO EXTERIOR

El ambiente exterior viene definido por la temperatura seca, la temperatura húmeda, la velocidad y dirección del viento y la radiación solar. Estas magnitudes son variables a lo largo del día, los meses y los años, de manera que típicamente se recurre a la asignación de los valores recogidos en las normas UNE 100001, UNE 100-002-88 y UNE 100014IN. Así, se presentan los valores característicos de las mismas, distinguiendo entre el periodo de calefacción en invierno y el periodo de climatización en verano. Por tanto:

7.1.2.1 CONDICIONES EXTERIORES PARA CALEFACCIÓN (INVIERNO)

- **Temperatura seca:** sólo se considera la mínima del periodo (condiciones de máxima carga), utilizándose el nivel percentil del 99% para hospitales y residencias, y el 97,5% para condiciones generales.
- **Radiación solar:** en las condiciones más restrictivas, se considera que no existe radiación.
- **Humedad relativa:** en invierno, la humedad es mucho menos notoria que en verano, sobre todo a la hora de controlar y evitar condensaciones superficiales e intersticiales.
- **Temperatura del suelo:** la temperatura del suelo varía en función de la profundidad, experimentando fluctuaciones diarias y estacionales menores a las de la superficie del terreno cuya temperatura sigue a la del ambiente, aunque con un cierto retraso debido a su inercia térmica. Para los cálculos que se muestran a continuación se utilizará el dato proporcionado la norma NBE-CT-79, en la que se toma una temperatura media anual igual a $T_{suelo} = 5^{\circ}C$.

7.1.2.2 CONDICIONES EXTERIORES PARA CLIMATIZACIÓN (VERANO)

- **Temperatura seca:** corresponde a la temperatura sobrepasada un tanto por cien de las horas durante el periodo estival (junio, julio, agosto y septiembre, 122 días). El tanto por ciento se conoce como nivel percentil. El percentil del 1% se emplea para hospitales, clínicas o salas de ordenadores (espacios controlados); el 2,5% para edificios y espacios de especial consideración; el 5% condiciones generales. La evolución de la temperatura exterior se facilita en la UNE 100-014-IN (de obligado cumplimiento), en forma de tabla de corrección en función de la hora considerada y de la oscilación diaria de temperatura (OMD).
- **Temperatura húmeda:** se proporciona igualmente su valor en la norma UNE 100-014-IN.
- **Radiación solar:** los valores medios de irradiación sobre una superficie inclinada se pueden contrastar en el capítulo de radiación solar.

- **Temperatura del suelo:** en instalaciones de aire acondicionado, por el suelo se pierde calor durante todo el año, ya que de forma aproximada éste se mantiene a una temperatura inferior a 20°. En los cálculos de aire no se tiene en cuenta esta carga negativa.

7.1.2.3 CONDICIONES DEL AMBIENTE TÉRMICO EXTERIOR EN OVIEDO

Remontándose al capítulo donde se describen las características climatológicas más relevantes de la ciudad de Oviedo, se puede extraer la información necesaria para abordar el cálculo de la carga térmica, esto es, fundamentalmente, la temperatura, la humedad relativa y la velocidad del viento:

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	AÑO
T (°C)	8.0	8.8	10.0	10.6	13.3	16.1	18.3	18.7	17.3	14.0	10.8	9.0	12.9
V (m/s)	8,5	7,4	6,7	6,9	5,9	5,6	5,7	6,2	6,1	6,4	9,6	6,8	6,8
Δw (kg/kg)	17	17	16	14	11	0	0	0	0	0	14	17	17

Tabla 3: Valores diarios medios mensuales de temperatura, velocidad del viento e incremento de la relación de humedad en Oviedo. Fuente: IDAE, año 2009.

7.2 METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA

La carga térmica se puede clasificar en carga sensible y en carga latente, en función de si el fenómeno que se tiende a modificar es la temperatura o la humedad relativa.

Por otra parte, el proyecto que se pretende dimensionar incluye el acondicionamiento para calefacción y climatización, por tanto se debe determinar la carga térmica en sendas situaciones, tomando como referencia que las condiciones de carga máxima se producen en el hemisferio norte a las 15.00 horas y en el hemisferio sur a las 7.00 horas solares de los meses de julio y enero, respectivamente.

Dadas las dimensiones del edificio, se hace algo inviable el cálculo vivienda a vivienda. Como además, se tienen plantas tipo que constituyen el grueso del edificio, se calcula la carga térmica en invierno y en verano para una única vivienda tipo, de manera que multiplicando por el número de viviendas totales, se puede conseguir una estimación precisa de la carga térmica total del edificio. Así, se toma una vivienda exterior en una planta climatizada superior e inferiormente, representativa de unas circunstancias térmicas medianamente desfavorable como para considerar correcto el procedimiento de cálculo.

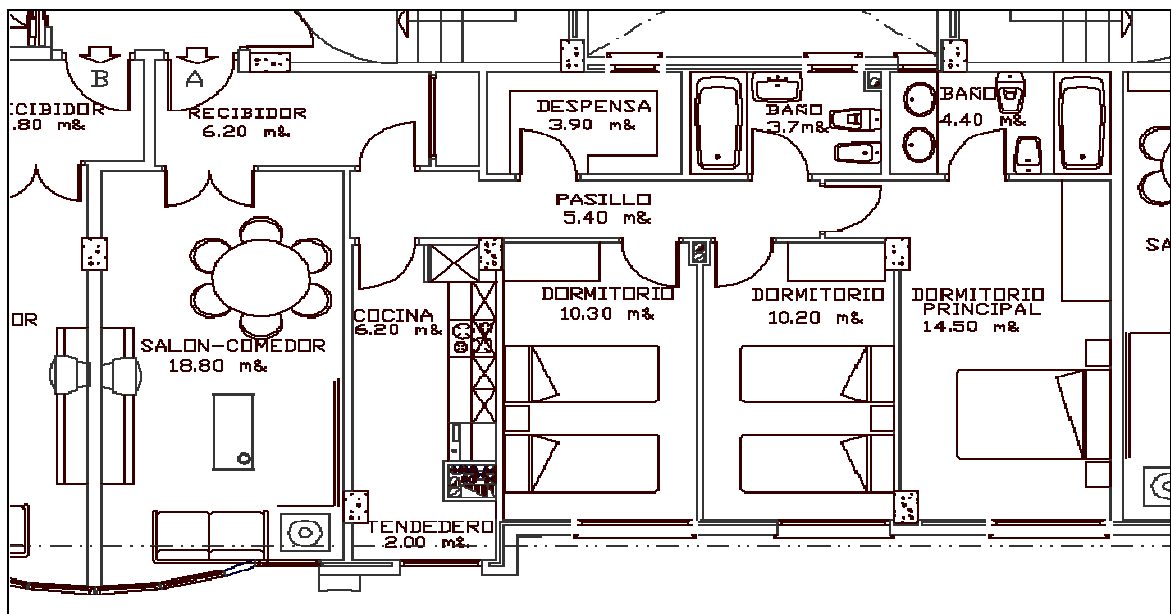


Figura 1: Vista en planta de una vivienda tipo del edificio Rubín, Oviedo. Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.

El método empleado es el propuesto en clase, en la asignatura de Calor y Frío Industrial. Posteriormente, utilizando algunos programas comerciales empleados por múltiples empresas dedicadas a la ingeniería energética, “HAP”, y “EnergyPlus”, un software este último utilizado por el Departamento de Defensa de Estados Unidos y desarrollado por la universidad de California para edificios de viviendas, se ha comprobado que el cálculo es lo suficientemente preciso como para admitir la validez de los resultados.

7.2.1 CARGA TÉRMICA DE CALEFACCIÓN

La demanda de calefacción se produce en invierno, durante los meses de noviembre, diciembre, enero, febrero, marzo y abril.

Los componentes de la carga de calefacción son:

- Cargas de transmisión por conducción a través de cerramientos.
- Cargas debidas a ventilación.
- Cargas debidas a infiltraciones.
- Cargas internas.

Es importante destacar que, para calefacción, no se consideran los efectos de la radiación y que las cargas internas no son pérdidas sino ganancias, que tienden a disminuir las necesidades del sistema instalado, que combate contra la temperatura inferior del ambiente exterior. Se tiene la siguiente ecuación de carga:

$$Q_{\text{calefacción}} = Q_{\text{muros}} + Q_{\text{techo}} + Q_{\text{suelo}} + Q_{\text{ventanas}} + Q_{\text{puertas}} + Q_{\text{ventilación}} + Q_{\text{infiltraciones}} - Q_{\text{iluminación}} - Q_{\text{personas}} - Q_{\text{equipos}}$$

7.2.2 CARGA TÉRMICA DE CLIMATIZACIÓN

La demanda de climatización se produce en verano, durante los meses de mayo, junio, julio, agosto, septiembre y octubre.

Los componentes de la carga de climatización son:

- Cargas de transmisión por conducción a través de cerramientos.
- Cargas de radiación a través de las superficies acristaladas.
- Cargas debidas a ventilación.
- Cargas debidas a infiltraciones.
- Cargas internas.

En el caso de climatización, todas las cargas son pérdidas que contribuyen a elevar la carga de climatización del sistema instalado, ya que las viviendas que se quieren enfriar se deben encontrar a una temperatura superior a la del ambiente y además es necesario considerar los efectos de la radiación. La ecuación de carga que aparece resulta:

$$Q_{\text{climatización}} = Q_{\text{muros}} + Q_{\text{techo}} + Q_{\text{suelo}} + Q_{\text{ventanas}} + Q_{\text{puertas}} + Q_{\text{radiación}} + Q_{\text{ventilación}} + Q_{\text{infiltraciones}} + Q_{\text{iluminación}} + Q_{\text{personas}} + Q_{\text{equipos}}$$

7.3 CÁLCULO TÉRMICA MÁXIMA DE CALEFACCIÓN

7.3.1 CARGA DE TRANSMISIÓN

En lo sucesivo se procede con el cálculo de los tres términos involucrados en la carga de transmisión para los distintos cerramientos.

7.3.1.1 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Se procede con el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de todos los elementos que componen los cerramientos de una vivienda tipo del edificio. Los valores de los coeficientes de convección y las conductividades térmicas de los distintos materiales se recogen en el CTE y en la norma básica NBE-CT-79. El coeficiente global de transferencia de calor se calcula como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum_{\text{capas}} \frac{e_i}{k_i} + \frac{1}{h_i}}$$

Donde:

e : espesor de la capa de material i (m)

K_i : conductividad térmica de la capa i (W/m°C)

h_e : coeficiente de flujo convectivo exterior (W/°Cm²)

h_i : coeficiente de flujo convectivo interior (W/°Cm²)

Los valores de las resistencias térmicas superficiales de cerramientos en contacto con el aire exterior se han obtenido de la siguiente tabla CTE:

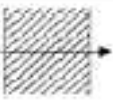
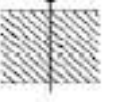
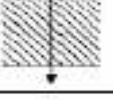
Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor		R _{se}	R _{si}
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal >60° y flujo horizontal		0,04	0,13
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal ≤60° y flujo ascendente		0,04	0,10
Cerramientos horizontales y flujo descendente		0,04	0,17

Tabla 4: Resistencias térmicas superficiales de cerramientos en contacto con el aire en m²K/W.

Fuente: CTE

Signifíquese que, para calcular la carga térmica de transmisión, se requiere tener en cuenta la composición de los cerramientos.

\$

○ **Cerramientos verticales (muros o paredes de cerramientos exteriores de fachada)**

Si se consultan algunos documentos de arquitectura, se puede deducir cómo una composición constructiva ampliamente utilizada para los muros de los edificios de nueva construcción es ésta que se indica y que encuentra validez en el CTE:

Material	Espesor (cm)	λ (W / m °C)
Revestimiento de mortero de cemento	2.5	1.40
Ladrillo perforado	25	0.76
Pantalla antivapor de aluminio	0.4	240
Aislante, lana de vidrio Tipo V	5	0.033
Ladrillo hueco doble	10	0.49
Revestimiento de mortero de cemento	2.5	1.40
Enlucido de yeso	2	0.30

Tabla 5: Composición tipo de fachadas en edificación: Fuente: Departamento de Ingeniería térmica y de Fluidos, UC3M.

Entonces, el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{e_{\text{cemento}}}{k_{\text{cemento}}} + \frac{e_{\text{ladrillo}}}{k_{\text{ladrillo}}} + \frac{e_{\text{antivapor_alu min io}}}{k_{\text{antivapor_alu min io}}} + \frac{e_{\text{vidrio}}}{k_{\text{vidrio}}} + \frac{e_{\text{ladrillo}}}{k_{\text{ladrillo}}} + \frac{e_{\text{cemento}}}{k_{\text{cemento}}} + \frac{e_{\text{yeso}}}{k_{\text{yeso}}} + \frac{1}{h_i}}$$

$$U = \frac{1}{0,04 + \frac{2,5 \cdot 10^{-2}}{1,4} + \frac{25 \cdot 10^{-2}}{0,76} + \frac{0,4 \cdot 10^{-2}}{240} + \frac{5 \cdot 10^{-2}}{0,033} + \frac{10 \cdot 10^{-2}}{0,49} + \frac{2,5 \cdot 10^{-2}}{1,4} + \frac{2}{0,3} + 0,13}$$

$$U = \frac{1}{2,32} = 0,431 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

○ **Cerramientos verticales (muros o paredes de particiones interiores de vivienda, de particiones interiores de edificio y de medianeras)**

La composición de estas paredes es la misma para las particiones interiores de la vivienda, las particiones interiores del edificio (linde con escaleras, hueco del ascensor o patios interiores) y las medianeras. A la vez, esta composición es la propia de las fachadas:

Material	Espesor (cm)	λ (W / m °C)
Revestimiento de mortero de cemento	2.5	1.40
Ladrillo perforado	25	0.76
Pantalla antivalor de aluminio	0.4	240
Aislante, lana de vidrio Tipo V	5	0.033
Ladrillo hueco doble	10	0.49
Revestimiento de mortero de cemento	2.5	1.40
Enlucido de yeso	2	0.30

Tabla 6: Composición tipo de particiones interiores.

Entonces, el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{e_{\text{cemento}}}{k_{\text{cemento}}} + \frac{e_{\text{ladrillo}}}{k_{\text{ladrillo}}} + \frac{e_{\text{antivapor_alu min io}}}{k_{\text{antivapor_alu min io}}} + \frac{e_{\text{vidrio}}}{k_{\text{vidrio}}} + \frac{e_{\text{ladrillo}}}{k_{\text{ladrillo}}} + \frac{e_{\text{cemento}}}{k_{\text{cemento}}} + \frac{e_{\text{yeso}}}{k_{\text{yeso}}} + \frac{1}{h_i}}$$

$$U = \frac{1}{0,04 + \frac{2,5 \cdot 10^{-2}}{1,4} + \frac{25 \cdot 10^{-2}}{0,76} + \frac{0,4 \cdot 10^{-2}}{240} + \frac{5 \cdot 10^{-2}}{0,033} + \frac{10 \cdot 10^{-2}}{0,49} + \frac{2,5 \cdot 10^{-2}}{1,4} + \frac{2}{0,3} + 0,13}$$

$$U = \frac{1}{2,32} = 0,431 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

○ Cerramiento horizontal (techo)

El edificio Rubin presenta la siguiente configuración para los techos:

Material	Espesor (cm)	λ (W/m°C)
Grava rodada o de machaqueo	3	0.81
Lámina bituminosa	0.6	0.19
Mortero de cemento	10	1.40
Lámina de lana de vidrio (tipo VI)	4	0.036
Hormigón	4	1.63
Bovedilla de cerámica de 25cm de altura (vigüeta 22cm)	R=0.25m ² °C/W	
Yeso	3	0.30

Tabla 7: Composición tipo de fachadas en edificación: Fuente: Departamento de Ingeniería térmica y de Fluidos, UC3M

El coeficiente de transferencia de calor por tanto resulta:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{e_{\text{grava}}}{k_{\text{grava}}} + \frac{e_{\text{bitu min osa}}}{k_{\text{bitu min osa}}} + \frac{e_{\text{cemento}}}{k_{\text{cemento}}} + \frac{e_{\text{vidrio}}}{k_{\text{vidrio}}} + \frac{e_{\text{hormigón}}}{k_{\text{hormigón}}} + \frac{e_{\text{cerámica}}}{k_{\text{cerámica}}} + \frac{e_{\text{yeso}}}{k_{\text{yeso}}} + \frac{1}{h_i}}$$

$$U = \frac{1}{0,04 + \frac{3 \cdot 10^{-2}}{0,81} + \frac{0,6 \cdot 10^{-2}}{0,19} + \frac{10 \cdot 10^{-2}}{140} + \frac{4 \cdot 10^{-2}}{0,036} + \frac{4 \cdot 10^{-2}}{1,63} + 0,25 + \frac{3}{0,3} + 0,10}$$

$$U = \frac{1}{1,56} = 0,6413 \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

Fíjese que para el cálculo de una vivienda tipo situada en una planta intermedia sin contacto con el exterior a través del techo, no existe carga de transmisión, no obstante se indica el cálculo de la transmitancia a modo de ejemplo.

○ Cerramiento horizontal (suelo)

El suelo de una vivienda tipo se encuentra en contacto con otra vivienda climatizada, situada inmediatamente debajo de esta, por lo tanto su carga térmica es nula; y puesto que no se dispone de datos acerca de la composición del suelo, se obvia el cálculo de la transmitancia.

○ Ventanas (superficies acristaladas)

El edificio Rubin presenta ventanas de doble acristalamiento con marco metálico, constituidas por dos capas de cristal separadas por una cámara de aire. Las ventanas se sitúan fundamentalmente en la fachada sur del edificio, aunque uno de los baños presenta una pequeña ventana que comunica con el patio interior:

Su coeficiente de transferencia de calor, según la norma ... resulta:

$$U_{\text{ventanas}} = 4 \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

○ Puertas

Son aquellos elementos que separan cada una de las estancias del resto en el interior de la vivienda y el acceso de entrada/salida a la escalera común del bloque. Las primeras son puertas de madera con acristalamiento simple de superficie comprendida entre el 30 y el 60% de la superficie total de la puerta y la segunda una puerta de madera opaca.

En general, se puede diferenciar entre puertas que separan del exterior y puertas que separan de un local no calefactado. Particularmente, sólo se tiene dos puertas sensibles de cálculo, la puerta de entrada/salida que comunica con un local no calefactado, la zona común de escalera y la puerta.

El coeficiente de transferencia de calor para las puertas se toma entonces directamente de la norma NB-CT-79:

$$U_{\text{puertas_local no climatizado}} = 4,5 \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

7.3.1.2 ÁREA DE INTERCAMBIO

Nuevamente, reséñese que únicamente es necesario determinar el área de una vivienda tipo del edificio, considerando aquella que se prevea presente mayor carga y por tanto mayor área de intercambio, para contemplar así la situación más adversa y dimensionar de forma adecuada.

- **Cerramientos verticales (muros o paredes de particiones exteriores de fachada)**

Los cerramientos verticales de la vivienda tipo no están en contacto con espacios climatizadas. Es justamente el cálculo de esta superficie la que se pretende determinar en esta sección. Midiendo sobre los planos facilitados en Autocad, se puede calcular rápidamente el área de fachada de cada una de las estancias de la vivienda tipo y en consecuencia el área total de fachada:

$$\text{Área}_{\text{fachada}} = 22,3331 \text{ m}^2$$

- **Cerramientos verticales (muros o paredes de particiones interiores de vivienda)**

$$\text{Área}_{\text{particiones interiores vivienda}} = 66,19 \text{ m}^2$$

- **Cerramientos verticales (muros o paredes de particiones interiores de edificio)**

Los cerramientos de la vivienda tipo comunicados con zonas comunes interiores del edificio, esto es, escaleras y huecos (zonas no calefactadas de interior) conforman la superficie lateral:

$$\text{Área}_{\text{particiones interiores edificio}} = 3,96165 \text{ m}^2$$

- **Cerramientos verticales (muros o paredes de medianeras)**

El área de los cerramientos comunicados con viviendas tipo adyacentes resulta:

$$\text{Área}_{\text{medianeras}} = 38,5485 \text{ m}^2$$

- **Cerramiento horizontal (techo)**

Considerando la superficie útil de una vivienda tipo se tiene $\text{Área}_{\text{suelo}} = 85,60 \text{ m}^2$

- **Cerramiento horizontal (suelo)**

Considerando la superficie útil de una vivienda tipo se tiene, $\text{Área}_{\text{techo}} = 85,60 \text{ m}^2$

○ **Ventanas (superficies acristaladas)**

Midiendo en los planos proporcionados, se puede conocer fácilmente el área de cada una de las ventanas existente en una vivienda tipo:

- $\text{Área_ventana_doble} = 0,9567\text{m}^2$ (1 y 2)
- $\text{Área_ventana_doble_larga} = 1,2357\text{m}^2$
- $\text{Área_ventana_simple} = 0,6673\text{m}^2$
- $\text{Área_ventanal} = 1,6243\text{m}^2$
- $\text{Área_ventana_baño} = 0,47835\text{m}^2$

○ **Puertas**

Se consideran dos tipos de puertas, las puertas de doble hoja que permiten la entrada/salida al salón y las puertas de una hoja. Sus dimensiones son 2x1, 20 y 2x1 respectivamente:

$$\text{Área_puertas_interiores} = 12,40\text{m}^2$$

$$\text{Área_puertas_no_calefactadas} = 12,40\text{m}^2$$

7.3.1.3 TEMPERATURA EQUIVALENTE

El incremento de temperatura equivalente es la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior de la vivienda. Existe transferencia de calor a través de las particiones, las ventanas y las puertas que limitan con el ambiente exterior o en su defecto con algún local no calefactado. No se tendrán en cuenta aquellas particiones interiores, medianeras, suelo, techo o puertas que limiten con estancias interiores del resto de la vivienda o con viviendas adyacentes, puesto que, como resulta lógico, también están calefactadas y por lo tanto se encuentran, cuando no idéntica, sí a temperatura muy similar.

Fíjese que la temperatura exterior constituye una magnitud instantánea que varían en cada instante de tiempo. El proyecto, más adelante, comprende una simulación horaria de la demanda de calefacción, si bien en este punto se calcula la carga máxima, correspondiente a la hora del año más fría para la localidad de Oviedo. De las condiciones de diseño interior, se tiene que la temperatura interior es, en promedio, igual a 21°C o 24°C, mientras que la temperatura de invierno mínima, que se producirá supuestamente en horario de calefacción, son 8°C. En lo que sigue se muestra la temperatura equivalente máxima para los distintos conceptos de carga. :

○ **Cerramientos verticales (muros o paredes de particiones exteriores de fachada)**

$$T_{eq} = T_{int} - T_{ext} = T_{SL} - T_{SE} = 21 - 8 = 13^\circ\text{C}$$

○ **Cerramientos verticales (muros o paredes de particiones interiores de vivienda)**

Las particiones interiores son las paredes del interior de la vivienda que separan las distintas habitaciones, o las habitaciones y el pasillo central. La calefacción incluye todas las estancias de la vivienda, si bien la calefacción del pasillo puede crear alguna que otra controversia. Si se tiene en cuenta que el pasillo no está calefactado y se le presta el mismo tratamiento que a un local no climatizado anexo, a sabiendas de que esta presunción no es del todo correcta ya el pasillo se integra en el conjunto vivienda y éste se dimensionará como un todo, en cualquier caso la temperatura del pasillo será, siendo generosos, de unos 3-4°C menos que el resto de las habitaciones. Luego entonces, para las particiones interiores que limiten con el pasillo se tendrá:

$$T_{eq} = T_{\text{int}} - T_{\text{pasillo}} = T_{SL} - T_{\text{pasillo}} \approx 4^{\circ} C$$

○ **Cerramientos verticales (muros o paredes de particiones interiores de edificio)**

Las particiones interiores del edificio separan la vivienda de espacios comunes del edificio, típicamente escaleras y hueco del ascensor, que no obstante, disipan la mayor parte del calor generado en las viviendas y es difícil que se encuentran a menos de 6°C que las mismas:

$$T_{eq} = T_{\text{int}} - T_{\text{espacios_comunes}} = T_{SL} - \left(\frac{T_{SL} + T_{SE}}{2} \right) \approx 6,5^{\circ} C$$

○ **Cerramientos verticales (muros o paredes de medianeras)**

Las medianeras son las paredes que separan viviendas adyacentes, de modo que:

$$T_{eq} = T_{\text{int}} - T_{\text{int}} = T_{SL} - T_{SL} = 21 - 21 = 0^{\circ} C$$

○ **Cerramiento horizontal (techo)**

$$T_{eq} = T_{\text{int}} - T_{\text{ext}} = T_{SL} - T_{SL} = 21 - 21 = 0^{\circ} C$$

○ **Cerramiento horizontal (suelo)**

Las viviendas tipo de las plantas 2-5 están respaldadas cada una de ellas por la que tienen inmediatamente debajo, que incluso del segundo piso encuentra respaldo en el piso 1, también climatizado, así que no hay salto térmico. Para la carga por transmisión a través del suelo, no se dispone de información mensual para la temperatura del mismo, de modo que se hace una estimación y se supone que la planta baja se encuentra a un valor medio entre la temperatura del ambiente exterior y la temperatura de confort interior. Por tanto, la carga térmica por transmisión por el suelo entre la planta tipo 1 y la planta baja resulta cero.

○ **Ventanas (superficies acristaladas)**

Para la carga por transmisión a través de las ventanas, la temperatura exterior es equivalente a la temperatura del ambiente exterior y la temperatura interior a la temperatura de confort en el interior de cada de las viviendas del edificio:

$$T_{eq} = T_{int} - T_{ext} = T_{SL} - T_{SE} = 21 - 8 = 13^{\circ}C$$

○ **Puertas**

Todas la puertas interiores de la vivienda comunican con el pasillo central de la misma, luego entonces, exactamente igual que para las particiones de interior de vivienda:

$$T_{eq} = T_{int} - T_{pasillo} = T_{SL} - T_{pasillo} \approx 4^{\circ}C$$

Para la puerta de entrada, que limita con la escalera de la planta:

$$T_{eq} = T_{pasillo} - T_{espacios_comunes} = T_{SL} - 4 - \left(\frac{T_{SL} + T_{SE}}{2} \right) \approx 2,5^{\circ}C$$

7.3.1.4 CARGA TOTAL DE TRANSMISIÓN

Las cargas de transmisión a través de cerramientos verticales (fachada, particiones y medianerías), cerramientos horizontales (techos y suelos), puertas y ventanas acristaladas se calculan de acuerdo a la siguiente expresión:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{EQ}$$

Donde:

Q: carga térmica de transmisión (W)

U: coeficiente global de transferencia de calor (W/°Cm²)

A : superficie del cerramiento (m²)

ΔT_{EQ} : diferencia de temperatura equivalente entre el exterior y el interior del cerramiento (°C)

La siguiente tabla muestra la descomposición de la carga térmica por transmisión:

CERRAMIENTO	U (W/m ² ·K)	A (m ²)	ΔT (K)	Q (W)
FACHADA	0,431	22,31	13	125,13
MEDIANERA	0,431	85,6	0	0
INT. VIV	0,431	66,19	4	114,15
INT. EDIF	0,431	3,96	6	10,24
TECHO	0,6413	85,6	0	0
SUELO	-	85,6	0	0
VENTANAS	4	4,77	13	125,13
PUERTAS	0,431	3,25	4,5	181,35

Tabla 8: Carga de transmisión para los distintos cerramientos.

7.3.2 CARGA DE RADIACIÓN

Las cargas térmicas de radiación son aquellas que hacen referencia a la transferencia térmica de calor debida a la radiación solar a través de las superficies acristaladas de los salones. Como se comentó en la metodología de cálculo, a la hora de calcular las cargas térmicas de calefacción se tienen en cuenta las condiciones más desfavorables. Por este motivo, al tratarse las cargas térmicas de radiación de una ganancia de calor en lugar de una pérdida, no se calculan. En definitiva, se considera a efectos la radiación solar nula.

7.3.3 CARGA INTERNA

7.3.3.1 CARGA INTERNA DEBIDA A ILUMINACIÓN

El calor desprendido por las luces es todo calor sensible, pero una parte es carga por radiación y otra es por convección, dependiendo del tipo de iluminación, por lo que nuevamente la carga instantánea de calefacción debe tener en cuenta el efecto del almacenamiento si se pretende evaluar con precisión su contribución a la carga total. Como el Reglamento Luminotécnico de Baja Tensión no tiene aplicación en una vivienda particular, se tiene en cuenta la referencia clásica de consumo de 20W/m² para lámparas convencionales en oficinas, a la que se corrige pensando en la implantación cada vez más habitual en el sector doméstico de lámparas de bajo consumo, de consumo igual a 10W/m². Por tanto, la carga de iluminación de la mitad de la superficie útil de la vivienda es:

$$Q_{iluminacion} = 15 \frac{W}{m^2} \cdot 85,6 m^2 \cdot 0,5 = 642 W$$

Conviene que tener presente que la iluminación de la superficie total representa una situación que ni siquiera anómalamente se produce, y mucho menos en condiciones normales. Para el cálculo de la demanda se afina el cálculo, además de valorar la aportación de la iluminación natural.

El CTE establece requisitos mínimos de eficiencia energética e iluminación interior a los que deben ajustarse los edificios nuevos y aquellos que sean objeto de reforma, que deben,

así mismo, contar con un sistema de control que permita ajustar el encendido a la ocupación real de la zona y con un sistema de regulación que optimice el aprovechamiento de la luz natural. Con todo, se prevé una reducción importante de la caga de iluminación con la nueva normativa.

7.3.3.2 CARGA INTERNA DEBIDA A OCUPANTES

De acuerdo con el CTE, las personas ocupantes de una estancia aportan una carga variable, en función de la actividad desarrollada, y contribuyen de manera sensible y latente con un aporte térmico igual a:

$$Q_{sensible} = 70 \frac{W}{personas}, Q_{latente} = 60 \frac{W}{personas}$$

Para determinar la carga total es preciso multiplicar por el número de personas y por un factor de simultaneidad de éstas. Aunque no parece lógico pensar que todas las personas instaladas en la vivienda coincidan en espacio y tiempo en el edificio, y así para todas las viviendas del edificio, se considera un factor de simultaneidad máximo igual al 100%, ya que en definitiva se trata de acondicionar espacios de residencia con índices para este factor normalmente altos. Además, procediendo análogamente al cálculo de ACS donde se supuso siempre una ocupación máxima. Entonces como la ocupación media de una vivienda de 3 habitaciones son 4 personas;

OCUPANTES	Ratio (W/persona)	Personas	Q (W)
Sensible	70	4	280
Latente	60	4	240

Tabla 9: Carga interna debida a ocupantes de calefacción.

7.3.3.3 CARGA INTERNA DEBIDA A LOS EQUIPOS

Básicamente, esta carga representa el calor cedido por los electrodomésticos y otros equipos informáticos, como consecuencia de la disipación en los ventiladores de los equipos. En el caso de los ordenadores se trata de 250W/equipo y en general suele constituir aproximadamente el 6% de la carga total sensible:

$$Q_{equipos} = 0.06 \cdot Q_{sensible} = 0,06 \cdot (Q_{TRANS} + Q_{ILUMINACIÓN} + Q_{PERSONAS_{sensible}} + Q_{AIRE_EXTERIOR_{sensible}}) / 0,94$$

$$Q_{equipos} = 0.06 \cdot Q_{sensible} = 35,22W$$

7.3.4 AIRE EXTERIOR

7.3.4.1 CARGA DE VENTILACIÓN

Tanto en las instalaciones de calefacción como en las de climatización es necesario realizar renovaciones del aire para asegurar la calidad del mismo en el interior del local (eliminación de olores, introducción de oxígeno). El aire introducido se compensa con el mismo caudal de aire extraído o expulsado por ventanas y puertas, con el fin de mantener la misma cantidad de aire en el interior.

La ventilación modifica tanto la calidad de humedad del aire como su temperatura seca, por lo que se tiene que realizar una distinción entre las cargas térmicas de ventilación sensibles y latentes.

La carga sensible de ventilación se puede calcular en base a la siguiente expresión:

$$Q_{svent,ensible} = V_{vent} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T$$

Donde:

Q_{sen} : carga sensible (W).

ρ : densidad del aire de ventilación = 1,23 kg/m³.

V_{vent} : caudal de ventilación (m³/s).

c_p : calor específico del aire de ventilación = 1000 J/kg°C.

ΔT : diferencia de temperatura entre el interior y el exterior (°C).

La carga latente de ventilación se puede calcular en base a la siguiente expresión:

$$Q_{vent,latente} = V_{vent} \cdot \rho \cdot h_{fg} \cdot (w_e - w_i)$$

Donde:

Q_{lat} : carga latente (W).

ρ : densidad del aire de ventilación=1,23 kg/m³.

V_{vent} : caudal de ventilación (m³/s).

h_{fg} : calor latente de cambio de fase del agua (J/kg) =2500 J/kg°C.

w_{ext} : relación de humedad del aire exterior (kg/kg).

w_{int} : relación de humedad del aire interior (kg/kg).

ΔT : diferencia de temperatura entre el interior y el exterior (°C).

A continuación se muestra el cálculo del caudal de ventilación, que es función del número de ocupantes de la vivienda en cuestión, corregido con un factor de simultaneidad que tiene en cuenta que no siempre se encuentran en la vivienda todos sus ocupantes. El caudal mínimo de ventilación por persona para aplicaciones residenciales lo proporciona el documento HS 3 de Salubridad sobre Calidad del Aire Interior del CTE:

Tipo de local	Caudales de ventilación mínimos exigidos (L/s)		
	Por ocupante	Por m ² útil	En función de otros parámetros
Dormitorios	5		
Salas de estar y comedores	3		
Aseos y cuartos de baño			15 por local
Cocinas		2	
Trasteros		0,7	
Aparcamientos y garajes			120 por plaza
Almacenes		10	

Tabla 10: Caudal mínimo de ventilación para aplicaciones residenciales. Fuente: CTE.

De acuerdo con esto, se tiene el caudal de ventilación que se muestra tabulado:

V _{min_pers} (L/persona's)	Nº Personas	Factor simultaneidad	V _{vent} (m ³ /s)
8	4	0,75	0,024

Por tanto, se tienen las cargas máximas de ventilación:

VENTILACIÓN	V _{vent} (m ³ /s)	c _p (J/kgK)	h _f	ΔT (K)	Δw (kg/kg)	Q (W)
Sensible	0,024	1.000	0	13	0	383,76
Latente	0,024	0	2.500	0	9	664,20

Tabla 11: Carga de ventilación de calefacción.

7.3.4.2 CARGA DE INFILTRACIONES

La carga térmica debida a las infiltraciones responde a un concepto subjetivo difícil de calcular derivado de la diferencia de presiones que se crea a ambos lados del cerramiento como consecuencia de la diferencia de presiones, el efecto del viento o de una posible chimenea, modificando tanto la temperatura seca del aire como la cantidad de vapor de agua contenida en él. Por tanto, se hablará también de cargas sensibles y cargas latentes debidas a las infiltraciones. La dificultad a la hora de su cálculo radica en que es muy complicado determinar con exactitud la cantidad de aire que se está introduciendo involuntariamente en el interior del local.

No obstante, la metodología de cálculo es análoga a la que se utilizó con las pérdidas para ventilación. Esto es, si sustituimos el caudal de ventilación por el caudal de infiltraciones se tiene:

La carga sensible de ventilación se puede calcular en base a la siguiente expresión:

$$Q_{sensible} = V_{infil} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T$$

Donde:

Q_{sen} : carga sensible (W).

ρ : densidad del aire de ventilación = 1,23 kg/m³.

V_{infilt} : caudal de infiltración que se introduce en la vivienda (m^3/s).

c_p : calor específico del aire de ventilación $=1000 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$.

ΔT : diferencia de temperatura entre el interior y el exterior ($^\circ\text{C}$).

La carga latente de ventilación se puede calcular en base a la siguiente expresión:

$$Q_{latente} = V_{infilt} \cdot \rho \cdot h_{fg} \cdot (\omega_{ext} - \omega_{int})$$

Donde:

Q_{lat} : carga latente (W).

ρ : densidad del aire de ventilación $=1,23 \text{ kg/m}^3$

V_{infilt} : caudal de infiltración que se introduce en la vivienda (m^3/s).

h_{fg} : calor latente de cambio de fase del agua $=2500 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$.

w_e : relación de humedad del aire exterior (kg/kg).

w_i : relación de humedad del aire interior (kg/kg).

ΔT : diferencia de temperatura entre el interior y el exterior ($^\circ\text{C}$)

Existen diversos métodos para el cálculo del caudal de aire infiltrado. Uno de los más extendidos es el conocido “Método de la Rendija”, que establece la cantidad de aire infiltrado en función del perímetro de apertura de ventanas, puertas, etc para distintos niveles de viento.

En este caso se utilizará el método propuesto por el ASHRAE según el cual:

$$V_{infilt} = ACH \cdot V_{vivienda} \cdot \frac{1}{3600}$$

Donde:

V_{infilt} : caudal de infiltración que se introduce en la vivienda (m^3/s).

ACH : intercambio espacial de aire por hora, renovaciones (1/h). .

$V_{vivienda}$: volumen de la vivienda a climatizar (m^3/s).

El valor de ACH se recoge en unas tablas proporcionadas por ASHRAE en donde su valor depende de la temperatura exterior y del tipo de construcción de la vivienda. Considerando una vivienda tipo de características medias:

$$ACH = 0,77 \frac{1}{h}$$

Entonces, se puede determinar un determinado volumen de ventilación para las distintas estancias de la vivienda tipo que conducen a la obtención del caudal de infiltración:

$$V_{\text{infiltración}} = 0,0257 \frac{m^3}{s}$$

Por tanto, se tienen la carga de infiltraciones:

INFILTRACIONES	$V_{\text{infiltr}} (m^3/s)$	$c_p (J/kgK)$	h_f	$\Delta T (K)$	$\Delta w (kg/kg)$	Q (W)
Sensible	0,0257	1.000	0	13	0	410,94
Latente	0,0257	0	2.500	0	9	711,25

Tabla 12: Carga de infiltración de calefacción.

7.3.5 COEFICIENTE DE SEGURIDAD

Con frecuencia, se utiliza un coeficiente de seguridad que considera algunas cargas imprevisibles o de difícil determinación. Típicamente se toma el 5% o el 10% de la carga total, dependiendo de la minuciosidad del cálculo. En este proyecto se toma el 10%.

7.3.6 CARGA TÉRMICA TOTAL DE CALEFACCIÓN

Finalmente, la carga térmica total de calefacción que presenta una vivienda tipo y el edificio entero resulta:

VIVIENDA TIPO				
CARGA TÉRMICA MÁXIMA DE CALEFACCIÓN				
CONDICIONES DE DISEÑO				
Localidad	Oviedo			
Mes	Enero			
Hora	7.00			
Exterior	Tse (°C)	Hext	w (kg/kg)	Vviento (m/s)
	8	76	63,5	
Interior	TsL (°C)	Hint		
	21	55	72,5	
CARGAS SENSIBLES				
TRANSMISIÓN				
	Área (m ²)	AT (°C)	U (W/m ² °C)	Qtrans (W)
Fachada	22,33	13,00	0,43	125,13
Medianeras	38,55	0,00	0,43	0,00
Part.int.vivienda	66,19	4,00	0,43	114,11
Part.int.edificio	3,96	6,00	0,43	10,24
Suelo	85,60	0,00		0,00
Techo	85,60	0,00	0,64	0,00
Ventanas	4,77	13,00	4,00	248,16
Puertas	12,40	3,25	4,50	181,35
RADIACIÓN				
	Orientación	I (W/m ²)	Área (m ²)*Factor	Qrad (W)
Ventana	SUR	0,00	3,82	0,00
CARGAS INTERNAS				
	Valor índice	Nº	Factor	Qint (W)
Luces	15,00	85,60	0,50	642,00
Personas	70,00	4,00	1,00	280,00
Equipos	-	-	-	35,22
AIRE EXTERIOR				
	V (m ³ /s)	ρ (kg/m ³)	cp (J/kgK)	Qext (W)
Ventilación	0,02	1,23	1.000,00	383,76
Infiltración	0,03	1,23	1.000,00	410,94
TOTAL				586,92
CARGAS LATENTES				
CARGAS INTERNAS				
	Valor índice	nº	factor	Qint (W)
Personas	60,00	4,00	1,00	240,00
AIRE EXTERIOR				
	V (m ³ /s)	ρ (kg/m ³)	hfg	Q (W)
Ventilación	0,02	1,23	2.500,00	664,20
Infiltración	0,03	1,23	2.500,00	711,25
TOTAL				1.135,45

EDIFICIO	
CARGA TÉRMICA MÁXIMA DE CALEFACCIÓN	
Carga sensible	586,92
Carga latente	1.135,45
Coef. seguridad	0,10
Carga total	1.894,61
Número viviendas	212,00
Carga edificio	401.656,64

Tabla 13: Carga térmica total máxima de calefacción.

7.4 CARGA TÉRMICA MÁXIMA DE CLIMATIZACIÓN

Puesto que es de aplicación casi todo lo indicado para el cálculo de la carga de calefacción, se obvian algunos comentarios idénticos y cálculos análogos, para así disminuir el volumen de cálculo. Esta memoria sólo muestra en detalle las particularidades en materia de climatización que representen una modificación respecto a la situación anterior.

7.4.1 CARGA DE TRANSMISIÓN

En lo sucesivo se procede con el cálculo de los tres términos involucrados en la determinación de la carga de transmisión para los distintos cerramientos.

7.4.1.1 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El coeficiente global de transferencia de calor, para todos los elementos que componen los cerramientos de una vivienda tipo del edificio, utilizando la norma básica NBE-CT-79, se calcula como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum_{\text{capas}} \frac{e_i}{k_i} + \frac{1}{h_i}}$$

Donde:

e : espesor de la capa de material i (m)

K_i : conductividad térmica de la capa i (W/m°C)

h_e : coeficiente de flujo convectivo exterior (W/°Cm²)

h_i : coeficiente de flujo convectivo interior (W/°Cm²)

Signifíquese que, para calcular la carga térmica de transmisión, se requiere tener en cuenta la composición de los cerramientos.

○ Cerramientos verticales (muros o paredes de cerramientos exteriores de fachada)

Como la composición de las paredes no cambia, el coeficiente de transmisión será el mismo que para la carga de calefacción:

$$U = \frac{1}{2,32} = 0,431 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

- **Cerramientos verticales (paredes o muros de particiones interiores de vivienda, de particiones interiores de edificio y de medianeras)**

Al igual que para las fachadas, el coeficiente global de transferencia de calor es el mismo para todas las particiones y las medianeras. Así:

$$U = \frac{1}{2,32} = 0,431 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

- **Cerramiento horizontal (techo)**

Tal y como se expresó en el caso de calefacción:

$$U = \frac{1}{1,56} = 0,6413 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

- **Cerramiento horizontal (suelo)**

El suelo de una vivienda tipo se encuentra en contacto con otra vivienda climatizada, situada inmediatamente debajo de esta, por lo tanto su carga térmica es nula; y puesto que no se dispone de datos acerca de la composición del suelo, se obvia el cálculo de la transmitancia.

- **Ventanas (superficies acristaladas)**

El edificio Rubin presenta superficies de doble acristalamiento con marco metálico, constituidas por dos capas de cristal separadas por una película de aire. Se sitúan en la fachada sur del edificio. Su coeficiente de transferencia de calor por tanto resulta:

$$U = 4 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

- **Puertas**

De la misma manera que para la carga térmica de calefacción:

$$U_{puertas_localno climatizado} = 4,5 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

7.4.1.2 ÁREA DE INTERCAMBIO

En lo que respecta a las áreas, el cálculo de climatización no introduce ningún aspecto nuevo, por lo tanto se muestra un cuadro resumen a modo de recordatorio de las áreas de intercambio de los distintos cerramientos:

	FACHADA	MEDIANERA	INT. VIV	INT. EDIF	TECHO	SUELO	VENTANAS	PUERTAS
Área (m ²)	22,3331	38,5485	66,19	3,96	85,60	85,60	4,77	12,40

Tabla 14: Área de intercambio de cerramientos.

7.4.1.3 TEMPERATURA EQUIVALENTE

El incremento de temperatura equivalente es la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior de la vivienda. Existe transferencia de calor a través de las particiones, las ventanas y las puertas que limitan con el ambiente exterior o en su defecto con algún local no climatizado. No se tendrán en cuenta aquellas particiones interiores, medianeras, suelo, techo o puertas que limiten con estancias interiores del resto de la vivienda o con viviendas adyacentes, puesto que, como resulta lógico, también estarán climatizadas y por lo tanto se encontrarán, cuando no idéntica, sí a temperatura muy similar.

Fíjese que la temperatura exterior constituye una magnitud instantánea que varían en cada instante de tiempo. De las condiciones de diseño interior, se tiene que la temperatura interior es, en promedio, igual 24°C, mientras que la temperatura de verano máxima, correspondiente a la hora del año más caliente para la localidad de Oviedo, que se producirá supuestamente en horario de climatización, son 26°C.

En lo que sigue se muestra la temperatura equivalente máxima para los distintos conceptos de carga:

	FACHADA	MEDIANERA	INT. VIV	INT. EDIF	TECHO	SUELO	VENTANAS	PUERTAS
T (°C)	2	0	4	6	0	0	2	3,25

Tabla 15: Temperatura equivalente mensual para los distintos cerramientos.

7.4.1.4 CARGA TOTAL DE TRANSMISIÓN

Las cargas de transmisión a través de cerramientos verticales (fachada, particiones y medianerías), cerramientos horizontales (techos y suelos), puertas y ventanas acristaladas se calculan de acuerdo a la siguiente expresión:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{EQ}$$

Donde:

Q: carga térmica de transmisión de climatización (W).

U: coeficiente global de transferencia de calor ($\text{W}/^\circ\text{Cm}^2$).

A: superficie del cerramiento (m^2).

ΔT_{EQ} : diferencia de temperatura equivalente entre el exterior y el interior del cerramiento ($^\circ\text{C}$).

La siguiente tabla muestra la descomposición de la carga térmica por transmisión:

CERRAMIENTO	U ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$)	A (m^2)	ΔT (K)	Q (W)
FACHADA	0,431	22,31	13	125,13
MEDIANERA	0,431	85,6	0	0
INT. VIV	0,431	66,19	4	114,15
INT. EDIF	0,431	3,96	6	10,24
TECHO	0,6431	85,6	0	0
SUELO	-	85,6	0	0
VENTANAS	4	4,77	13	125,13
PUERTAS	0,431	3,25	4,5	181,35

Tabla 16: Carga de transmisión para los distintos cerramientos.

7.4.2 CARGA DE RADIACIÓN

Conocida la radiación incidente (en W/m^2) sobre una superficie transparente, para analizar el calor transferido en forma instantánea a la carga de refrigeración se debe conocer:

- El porcentaje de la energía transmitida a través del cristal.
- La superficie en la que incide el sol directamente, y la superficie que permanece en sombra.
- El comportamiento ante la existencia de elementos accesorios (persianas, cortinas,...),
- El porcentaje de la energía transmitida que se convierte en carga, y la que es almacenada por suelos y paredes.

De nuevo, existen tablas elaboradas por los organismos que proporcionan los valores de la aportación a través del vidrio, en función de la latitud y la hora del día. Como ejemplo se muestran a continuación los valores de aportación a través de vidrio simple (Wm^2) para 40° de latitud norte en el mes de julio, para distintas orientaciones de la superficie acristalada.

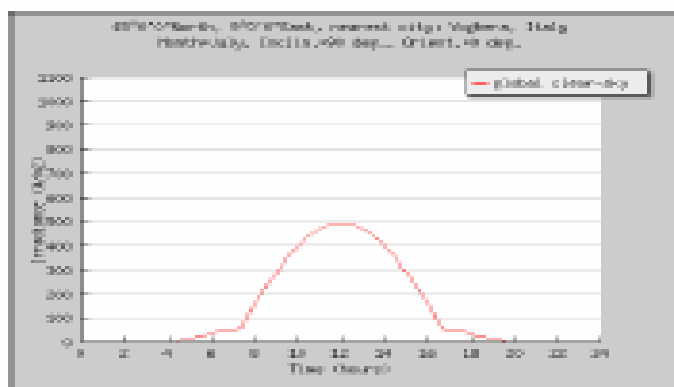


Figura 1: Radiación solar en la orientación sur para el mes de Julio. Fuente: PVGIS.

Estos valores deben nuevamente corregirse si se trata de otro tipo de vidrio diferente al vidrio simple (4 mm de espesor) o por efecto de materiales adicionales (persianas exteriores o interiores, cortinas, etc...). Para tener en cuenta estos efectos, se utilizan coeficientes sobre los valores estándar. Algunos valores orientativos para estos accesorios son:

Vidrio simple	0,9
Elementos de sombra exteriores (persianas exteriores)	0,9
Elementos de sombra interiores (persianas interiores)	0,6

Tabla 17: Factores de corrección para elementos adicionales.

Un cálculo riguroso impondría además evaluar la evolución de las sobras adyacentes, proyectadas por otros edificios o por el retranqueo de las propias ventanas. Así mismo habría que tener en cuenta el efecto de absorción de parte de la radiación transmitida a través del vidrio por los suelos, paredes, muebles, etc., existentes en el local, que elevarán su temperatura y posteriormente devolverán parte de la energía absorbida por convección al aire siendo este proceso no instantáneo. En el caso de una moqueta o un elemento similar habría que considerarlo, teniéndose un efecto de almacenamiento más acusado.

Finalmente, considerando una radiación de 150 W/m^2 para la superficie de ventanas calculada para la carga de transmisión y un factor de corrección de 0,8 se tiene:

$$Q_{\text{radiación}} = 150 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot 4,77 \text{ m}^2 \cdot 0,8 = 642, \text{ W}$$

7.4.3 CARGA INTERNA

7.4.3.1 CARGA INTERNA DEBIDA A ILUMINACIÓN

La carga interna de iluminación no admite discusión con independencia del periodo considerado. Para una iluminación interior basada lámparas incandescentes (todavía altamente frecuente en viviendas por sus prestaciones cromáticas de confort) combinadas

con lámparas de bajo consumo (cada vez más habituales), la carga esperable para una superficie igual a la de la vivienda:

$$Q_{iluminacion} = 15 \frac{W}{m^2} \cdot 85,6m^2 \cdot 0,5 = 642W$$

Cuando se habla de climatización, se ha de considerar un horario de climatización, fundamentalmente si la instalación es central y existe producción de frío, que en el caso de la iluminación, es coincidente con horas de mucha luz natural. Para la vivienda tipo, con ventanas en todos los dormitorios y cocina, es acertado minorar la carga de iluminación suponiendo que al menos la mitad de la carga es sustituida por la entrada de luz natural, o lo que es lo mismo, haciendo una estimación gruesa, únicamente durante la mitad del tiempo de climatización se encienden las lámparas de la vivienda. El cálculo de la demanda de climatización afinará el cálculo.

7.4.3.2 CARGA INTERNA DEBIDA A OCUPANTES

Exactamente igual que en calefacción, la pérdida que se tiene ahora contando como pérdida la carga interna de ocupantes resulta:

OCUPANTES	Ratio (W/persona)	Personas	Q (W)
Sensible	70	4	280
Latente	60	4	240

Tabla 18: Carga interna debida a ocupantes de climatización.

7.4.3.3 CARGA INTERNA DEBIDA A LOS EQUIPOS

En general suele constituir aproximadamente el 6% de la carga total sensible:

$$Q_{equipos} = 0,06 \cdot Q_{sensible} = 0,06 \cdot (Q_{TRANS} + Q_{RADIACION} + Q_{ILUMINACION} + Q_{PERSONAS_{sensible}} + Q_{AIRE_EXTERIOR_{sensible}}) / 0,94$$

$$Q_{equipos} = 0,06 \cdot Q_{sensible} = 120,39W$$

7.4.4 AIRE EXTERIOR

7.4.4.1 CARGA DE VENTILACIÓN

La carga sensible y latente de ventilación de climatización se calcula en base a las mismas expresiones que en calefacción:

$$Q_{sensible} = V_{vent} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$$Q_{latente} = V_{vent} \cdot \rho \cdot h_{fg} \cdot (w_{ext} - w_{int})$$

Siendo el caudal de ventilación exactamente el mismo que para la calefacción. No obstante, como cambian las condiciones de diseño interior y exterior con respecto al invierno, el valor de las cargas se verá afectado, de forma que la

VENTILACIÓN	$V_{vent} (m^3/s)$	$c_p (J/kgK)$	h_f	$\Delta T (K)$	$\Delta w (kg/kg)$	Q (W)
Sensible	0,024	1.000	0	2	0	59,04
Latente	0,024	0	2.500	0	24,5	1.808,10

Tabla 19: Carga de ventilación de climatización.

7.4.4.2 CARGA DE INFILTRACIONES

La carga sensible y latente de ventilación de climatización se calcula en base a las mismas expresiones que en calefacción:

$$Q_{sen} = V_{infil} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$$Q_{sen} = V_{infil} \cdot \rho \cdot h_{fg} \cdot (w_{ext} - w_{int})$$

Siendo el caudal de ventilación exactamente el mismo que para la calefacción. No obstante, como cambian las condiciones de diseño interior y exterior con respecto al invierno, el valor de las cargas se verá afectado, de forma que la

INFILTRACIÓN	$V_{infil} (m^3/s)$	$c_p (J/kgK)$	h_f	$\Delta T (K)$	$\Delta w (kg/kg)$	Q (W)
Sensible	0,0257	1.000	0	0	0	63,22
Latente	0,0257	0	2.500	0	24,5	1.936,17

Tabla 20: Carga de infiltración de climatización.

7.4.5 COEFICIENTE DE SEGURIDAD

Con frecuencia, se utiliza un coeficiente de seguridad que considera algunas cargas imprevisibles o de difícil determinación. Típicamente se toma el 5% o el 10% de la carga total, dependiendo de la minuciosidad del cálculo. En este proyecto se toma el 10%.

7.4.6 CARGA TÉRMICA TOTAL DE CLIMATIZACIÓN

Finalmente, la carga térmica total de climatización que presenta una vivienda tipo y el edificio entero resulta:

VIVIENDA TIPO				
CARGA TÉRMICA MÁXIMA DE CLIMATIZACIÓN				
CONDICIONES DE DISEÑO				
Localidad	Oviedo			
Mes	Enero			
Hora	15.00			
Exterior	Tse (°C)	Hext	w (kg/kg)	Vviento (m/s)
	26	80	94,5	
Interior	TsL (°C)	Hint		
	24	40	70	
CARGAS SENSIBLES				
TRANSMISIÓN				
	Área (m2)	AT (°C)	U (W/m2°C)	Qtrans (W)
Fachada	22,33	13,00	0,43	125,13
Medianeras	38,55	0,00	0,43	0,00
Part.int.vivienda	66,19	4,00	0,43	114,11
Part.int.edificio	3,96	6,00	0,43	10,24
Suelo	85,60	0,00		0,00
Techo	85,60	0,00	0,64	0,00
Ventanas	4,77	13,00	4,00	248,16
Puertas	12,40	3,25	4,50	181,35
RADIACIÓN				
	Orientación	I (W/m2)	Área (m2)*Factor	Qrad (W)
Ventana	SUR	150,00	3,82	572,69
CARGAS INTERNAS				
	Valor índice	Nº	Factor	Qint (W)
Luces	15,00	85,60	0,50	642,00
Personas	70,00	4,00	1,00	280,00
Equipos	-	-	-	126,39
AIRE EXTERIOR				
	V (m3/s)	ρ (kg/m3)	cp (J/kgK)	Qext (W)
Ventilación	0,02	1,23	1.000,00	59,04
Infiltración	0,03	1,23	1.000,00	63,22
TOTAL				586,92
CARGAS LATENTES				
CARGAS INTERNAS				
	Valor índice	nº	factor	Qint (W)
Personas	60,00	4,00	1,00	240,00
AIRE EXTERIOR				
	V (m3/s)	ρ (kg/m3)	hfg	Q (W)
Ventilación	0,02	1,23	2.500,00	1.808,10
Infiltración	0,03	1,23	2.500,00	1.936,17
TOTAL				3.984,27

EDIFICIO	
CARGA TÉRMICA MÁXIMA DE CLIMATIZACIÓN	
Carga sensible	2.106,48
Carga latente	3.984,27
Coef. seguridad	0,10
Carga total	6.699,82
Número viviendas	212,00
Carga edificio	1.420.362,77

Tabla 21: Carga térmica total máxima de climatización.

7.5 CARGA TÉRMICA TOTAL

La carga térmica total del edificio multivivienda a acondicionar es la suma de la carga térmica de calefacción y la carga térmica de climatización, cuyo análisis se ha desarrollado con anterioridad. A continuación se ofrece un cuadro resumen con la carga térmica total para una vivienda tipo y para el edificio completo:

VIVIENDA (W)		
CALEFACCIÓN	CLIMATIZACIÓN	TOTAL
1.894,61	10.674	6.699,82

EDIFICIO (W)		
CALEFACCIÓN	CLIMATIZACIÓN	TOTAL
401.656,64	1.420.362,77	1.822.019,41

Tabla 22: Resumen carga térmica total máxima de una vivienda tipo y del edificio.

NECESIDADES ENERGÉTICAS DEL EDIFICIO

8.1 SIMULACIÓN HORARIA DE DEMANDA

El capítulo anterior permite conocer la máxima carga térmica de calefacción y climatización. Si se quiere hacer extensivo el cálculo para la determinación de la demanda horaria de calefacción/climatización, es imprescindible conocer los valores horarios de temperatura ambiente y humedad relativa de la ciudad de Oviedo en este caso. A este respecto, como ya se ha comentado, se ha encontrado un histórico de datos horarios de temperatura media y relación de humedad en la página del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, elaborada por el IDEA, que recoge datos correspondientes a las dos últimas décadas, con fecha última de modificación de junio de 2009.

Gran parte del esfuerzo invertido en este proyecto recae en el hecho de encontrar una simulación que permita una predicción de la demanda lo más real posible, a pesar de no disponer de un histórico de datos de consumo ni de facturas energéticas o registros de contadores de energía, dado que el edificio es de nueva construcción. Se entiende que esta simulación supone una mejora importante con respecto a los diseños solares convencionales en los que se dimensiona considerando la situación más desfavorable de calor y frío a las 15.00 horas de julio y a las 7.00 horas de enero, respectivamente. En este sentido, destáquese que para cualquier diseño múltiple de producción, es fundamental una simulación de demanda precisa que se ajuste al consumo real del edificio; en la medida en la que esto se consiga, el diseño mejorará, evitando el sobredimensionamiento de alguno de los sistemas de producción y por ende la disipación de calor, y logrando así mejoras de eficiencia y ahorro energético. Porque en el fondo, una diagnosis acertada permite un diseño óptimo. Evidentemente, cualquier cálculo fino pasa por el estudio horario de la evolución de la demanda, desglosando los requerimientos energéticos en ACS, calefacción y climatización. El cálculo se realiza lo más preciso que se puede y a la altura que corresponde al alcance expuesto, desde el profundo convencimiento de que el mejor diseño de la instalación exige un cálculo de demanda lo más ajustado posible a la realidad del edificio. No obstante, aunque la simulación pretende evitar el sobredimensionado, a veces es inevitable suponer algunas situaciones, que en todo caso, aseguran el compromiso técnico de este proyecto, dado que no hay ninguna exigencia económica como sustento, tan sólo se trata de un estudio preliminar de un servicio de gestión energética. Por ello, a menudo se considera la situación más desfavorable para ponerse del lado de la seguridad.

De manera que para determinar la máxima demanda de calefacción y climatización en el edificio utilizando como referencia el cálculo de la carga térmica, además, una vez fijadas las condiciones de diseño, se deben valorar con un alto nivel de detalle los siguientes factores:

- Características constructivas y orientaciones de las fachadas.
- Factor solar y protección de las superficies acristaladas.
- Influencia de los edificios colindantes o cercanos.
- Horarios de funcionamiento de los distintos sistemas.
- Ganancias internas de calor.
- Índice ocupacional y su variación temporal.
- Índices de ventilación y extracciones.

La demanda de calefacción/climatización depende también inevitablemente del nivel de confort y el sistema de calefacción/climatización que integre el edificio, en lo que se refiere al periodo de funcionamiento por temporada y el perfil de funcionamiento diario, esto es, el número de horas diarias de calefacción en invierno y climatización en verano, lo cual se tiene en cuenta a la hora de extender la carga térmica a las distintas horas del día.

Por lo tanto, la demanda de calefacción y climatización se ha calculado incorporando estos criterios y tomando como una vivienda tipo del edificio durante los periodos de climatización típicos en España. En invierno, es pertinente hablar en términos de demanda de calor, entendida como la suma de ACS y calefacción, mientras que en verano es pertinente hablar en términos de demanda de calor y frío, correspondiente a la refrigeración del edificio y la siempre presente demanda de ACS.

Adjunto se facilita una hoja Excel que contiene el cálculo horario de las necesidades energéticas del edificio.

8.1.1 SIMULACIÓN HORARIA DE LA DEMANDA DE CALEFACCIÓN

La demanda de calefacción se limita al periodo típico de calefacción en España, esto es, del 1 de noviembre al 31 de mayo. Dentro de este periodo, dado el tamaño del edificio y en aras del ahorro energético, se propone la actuación sobre la calefacción mediante el establecimiento de un perfil de funcionamiento, que se puede programar fácilmente teniendo en cuenta la configuración centralizada planteada. Se propone un horario de calefacción de 8.00 horas a 10.00 horas y de 15.00 horas a 21.00 horas, un total de 12 horas, ratio habitual en localidades del norte de España, con la posibilidad de eliminar las horas de calefacción matinales si la inercia térmica del edificio fuera lo suficientemente grande como para conseguir este propósito. Adicionalmente, se propone como mejora a este proyecto el cálculo de la demanda de calefacción con control individual de temperatura por vivienda, esto es, como resultado de incorporar un termostato individual en cada una de las viviendas para que cada los usuarios mantengan la temperatura interior que consideren oportuna, sin imponer horario ni temporada. Es de esperar que este sistema proporcione el máximo confort y derive ahorro energético si la gestión es inteligente y se hace un uso correcto.

✓ Simulación de transmisión

La transmisión de calor a través de los distintos cerramientos se produce en cualquier momento del día en el que la temperatura exterior sea inferior a la del ambiente interior, considerando los valores de la transmitancia y el área de intercambio utilizados en el cálculo de la carga máxima de calefacción para el edificio en Oviedo.

✓ Simulación de carga interna

Iluminación: existen varios motivos que permiten comprender que la iluminación artificial no está presente durante todo el periodo diario de calefacción. Evidentemente, durante las

horas de sueño, la iluminación permanece normalmente apagada, pero es que durante el día, si el edificio se construye con la adecuada apertura de huecos, en las horas centrales del día, las viviendas exteriores bien pueden aprovechar la luz natural. Es difícil valorar esta circunstancia, aunque se propone la siguiente estimación:

Horas calefacción	Horas luz natural en horario de calefacción	Edificios con apertura de huecos	Iluminación natural-artificial
12 horas	6 horas	60%	30-70%

Tabla 1: Cálculo del porcentaje de iluminación natural y artificial.

De modo que se consideran $12 \cdot 0,7 = 8,4$ horas de luz artificial en horario de calefacción, por tanto sólo se producirá demanda de iluminación en estas horas, igual a la carga térmica de iluminación calculada.

Personas: igual que para el cálculo de demanda de ACS, cuando se trata de determinar la ocupación del edificio, se suele tomar una ocupación máxima, más si cabe durante las horas de tarde en invierno, equivalentes al horario de calefacción.

Equipos: conocida la carga interna de los equipos, parece lógico pensar que éstos no se mantienen encendidos durante todo el tiempo en el que se programa el servicio de calefacción, aunque pueden funcionar al mismo tiempo varios de ellos (véase el caso de los electrodomésticos). Una estimación grosera admisible puede consistir en suponer el funcionamiento de los equipos durante la mitad del periodo de calefacción.

✓ Simulación de aire exterior

Ventilación: parece lógico pensar que, para cumplir con la normativa higiénico-sanitaria, sea suficiente ventilar de manera natural las viviendas durante un tiempo aproximado de 30/60 minutos al día. Si además, se aprovecha para este propósito las horas de mañana, en el caso de tratarse de un día caluroso, la renovación del ambiente se producirá con aire caliente que contribuirá positivamente al balance de demanda, elevando la temperatura del ambiente y requiriendo, a la postre, menor consumo de gas para adquirir la temperatura de confort. Por este motivo, se considera una demanda de ventilación sensible despreciable, si bien sí se tiene en cuenta la carga latente durante el tiempo de ventilación de 30/60 minutos señalados.

Infiltración: las infiltraciones son, evidentemente, difíciles de pronosticar y en cualquier caso inconstante a lo largo del día, fuertemente dependientes de las corrientes de aire que se establezcan y otros fenómenos complejos. No obstante, con las técnicas presentes en edificación y las mejoras en aislamiento actuales, siendo generoso, se considera que la demanda de infiltración corresponde a la carga a lo largo de todo el periodo de calefacción.

8.1.2 SIMULACIÓN DE LA DEMANDA HORARIA DE CLIMATIZACIÓN

La demanda de climatización se limita al periodo típico de climatización en España, esto es, del 1 de mayo al 30 de octubre. Dentro de este periodo, dado el tamaño del edificio y en pro del ahorro energético, se propone la actuación sobre la calefacción mediante el establecimiento de un perfil de funcionamiento, que se programa fácilmente teniendo en cuenta la configuración centralizada planteada. Entonces, el horario de calefacción será de 12.00 a 20.00, un total de 8 horas, ratio habitual en localidades del norte de España.

Así, bien se puede diseñar una instalación que funcione diariamente desde las 12.00 horas hasta las 20.00 horas proporcionando las máximas prestaciones y garantizando las condiciones de confort y comodidad de los usuarios del edificio.

✓ Transmisión

La transmisión de calor en climatización consiste en la transferencia de calor desde el exterior (teóricamente más caliente) hacia el interior de la vivienda, más fresco, como consecuencia del mantenimiento de la temperatura de diseño por parte del sistema de climatización. Particularmente, el clima en Oviedo es muy moderado, y lo curioso es que la temperatura exterior sólo supera la temperatura de confort interior que impone el RITE en escasas horas del periodo de verano. Tanto es así, que lo que en realidad está pasando es que la transmisión se está produciendo en sentido contrario, la carga que aparece es de calefacción, lo cual no tiene sentido. Por tanto, aquellas horas en que la temperatura exterior no supere los 24°C, se toma nula la demanda de climatización, pues el gasto se produce por elevar la temperatura y no disminuirla, elevando la temperatura del ambiente a costa de la prestación de climatización. Esas horas pueden considerarse datos atípicos y considerarse que la carga térmica de climatización por transmisión es nula en Oviedo y la demanda se limita a la demanda propiciada básicamente por la carga interna y las infiltraciones que tengan lugar.

✓ Carga interna

Iluminación: la situación es todavía más acusada que en el caso de calefacción, pues el horario de climatización es coincidente con las horas de mayor luz durante el año. De modo que una vivienda bien iluminada, apenas exige en verano gasto de luz durante el horario de climatización. Se propone la siguiente estimación:

Horas calefacción	Horas luz natural en horario de calefacción	Edificios con apertura de huecos	Iluminación natural-artificial
8 horas	7 horas	60%	52,5-47,5%

Tabla 2: Cálculo del porcentaje de iluminación natural y artificial.

De modo que se consideran $8 \cdot 0,475 = 3,8$ horas de luz artificial en horario de climatización, por tanto sólo se produce demanda de iluminación en estas horas, igual a la carga térmica de iluminación calculada.

Personas: igual que para el cálculo de demanda de ACS, cuando se trata de determinar la ocupación del edificio, se suele tomar una ocupación máxima, más si cabe durante las horas de tarde en verano, equivalentes al horario de climatización, aunque esta previsión en verano es menos acertada.

Equipos: conocida la carga interna de los equipos, parece lógico pensar que éstos no se mantienen encendidos durante todo el tiempo en que se programa el servicio de climatización, aunque pueden funcionar al mismo tiempo varios de ellos (véase el caso de los electrodomésticos). Una estimación grosera admisible puede consistir en suponer el funcionamiento de los equipos durante la mitad del periodo de climatización.

✓ Aire exterior

Ventilación: aunque en España, con carácter general, la ventilación en verano se realiza habitualmente por la noche, cuando las temperaturas bajan y la renovación del aire contribuye a refrescar el ambiente interior, esta situación es especialmente acusada en Oviedo, donde la temperatura ambiente es moderada durante todo el día. Así puede despreciarse la demanda sensible de ventilación que, en todo caso, afectaría como una ganancia de calor, y limitar ésta a la variación de la relación de humedad que se produce durante el tiempo de ventilación de aproximadamente 30/60 minutos al caudal mínimo comentado en el capítulo de la carga térmica.

Infiltración: es de aplicación lo dispuesto para la demanda de calefacción.

8.2 SIMULACIÓN DIARIA DE LA DEMANDA DEL EDIFICIO

La demanda total del edificio multivivienda a acondicionar es la suma de las necesidades energéticas de ACS, calefacción y climatización, según corresponda, para el conjunto de viviendas que integran el edificio. Considerando las 212 viviendas del edificio:

$$Demanda_{\text{edificio}} = 212 \cdot Demanda_{\text{vivienda}}$$

Si en cada hora se tiene una determinada carga, potencia expresada en kW, se pueden mostrar los resultados diarios de la simulación de demanda, energía expresada en kWh, a lo largo de todos los días del año, mostrando los periodos españoles típicos de calefacción y climatización:

DEMANDA				
AÑO 2009	kWh ACS	kWh Calefacción	kWh Climatización	TOTAL
Día				
01-ene	1.249,1	6.368,2	0,00	7.617,3
02-ene	1.249,1	6.238,3	0,00	7.487,5
03-ene	1.249,1	5.910,8	0,00	7.159,9
04-ene	1.249,1	6.331,9	0,00	7.581,1
05-ene	1.249,1	5.995,3	0,00	7.244,4
06-ene	1.249,1	6.396,8	0,00	7.646,0
07-ene	1.249,1	6.440,6	0,00	7.689,8
08-ene	1.249,1	6.686,7	0,00	7.935,8
09-ene	1.249,1	6.476,9	0,00	7.726,0
10-ene	1.249,1	6.374,2	0,00	7.623,3
11-ene	1.249,1	6.641,4	0,00	7.890,5
12-ene	1.249,1	6.784,8	0,00	8.034,0
13-ene	1.249,1	6.502,5	0,00	7.751,7
14-ene	1.249,1	6.885,9	0,00	8.135,1
15-ene	1.249,1	6.875,4	0,00	8.124,5
16-ene	1.249,1	7.103,3	0,00	8.352,5
17-ene	1.249,1	7.074,6	0,00	8.323,8
18-ene	1.249,1	7.073,1	0,00	8.322,3
19-ene	1.249,1	7.073,1	0,00	8.322,3
20-ene	1.249,1	7.018,8	0,00	8.267,9
21-ene	1.249,1	6.920,7	0,00	8.169,8
22-ene	1.249,1	6.851,2	0,00	8.100,4
23-ene	1.249,1	7.196,9	0,00	8.446,1
24-jul	808,6	0,0	1.630,61	2.439,2
25-jul	808,6	0,0	1.866,59	2.675,2
26-jul	808,6	0,0	2.290,14	3.098,7
01-ago	680,7	0,0	1.225,21	1.905,9
02-ago	680,7	0,0	831,91	1.512,6
03-ago	680,7	0,0	801,66	1.482,3
04-ago	680,7	0,0	819,81	1.500,5
05-ago	680,7	0,0	0,00	680,7
06-ago	680,7	0,0	0,00	680,7
07-ago	680,7	0,0	783,50	1.464,2
08-ago	680,7	0,0	1.122,35	1.803,0
09-ago	680,7	0,0	644,34	1.325,0
10-ago	680,7	0,0	275,24	955,9
11-ago	680,7	0,0	971,08	1.651,8
12-ago	680,7	0,0	880,32	1.561,0
13-ago	680,7	0,0	1.061,84	1.742,5
14-ago	680,7	0,0	650,39	1.331,1
15-ago	680,7	0,0	0,00	680,7
16-ago	680,7	0,0	0,00	680,7
17-ago	680,7	0,0	0,00	680,7
18-ago	680,7	0,0	0,00	680,7
19-ago	680,7	0,0	0,00	680,7
20-ago	680,7	0,0	202,63	883,3
21-ago	680,7	0,0	1.061,84	1.742,5

Tabla 3: Desglose de las necesidades energéticas del edificio en dos periodos típicos del año.

Por último, para que quede reflejo de las necesidades energéticas del edificio en base a los conceptos de demanda establecidos, se ofrece un resumen mensual que puede aportar una idea de la evolución de la demanda a lo largo del año:

DEMANDA					
Mes	ACS (kWh)	CALEFACCIÓN (kWh)	CLIMATIZACIÓN (kWh)	TOTAL CALOR (kWh)	TOTAL (kWh)
Ene	38.723,55	217.313,05	0,00	256.036,60	256.036,60
Feb	33.048,14	190.002,02	0,00	223.050,15	223.050,15
Mar	34.395,70	192.684,23	0,00	227.079,93	227.079,93
Abr	34.642,81	158.768,37	0,00	193.411,19	193.411,19
May	32.437,48	113.815,82	0,00	146.253,30	146.253,30
Jun	28.799,64	0,00	65.395,65	28.799,64	94.195,29
Jul	25.065,45	0,00	72.674,76	25.065,45	97.740,21
Agp	21.101,26	0,00	70.913,75	21.101,26	92.015,01
Sep	25.252,56	0,00	68.154,92	25.252,56	93.407,49
Oct	28.879,03	0,00	66.072,69	28.879,03	94.951,72
Nov	32.435,59	158.908,76	0,00	191.344,35	191.344,35
Dic	36.616,39	210.230,14	0,00	246.846,54	246.846,54
TOT	371.397,61	1.241.722,39	343.211,77	1.613.120,00	1.956.331,77

Tabla 4: Distribución mensual de las necesidades energéticas del edificio.

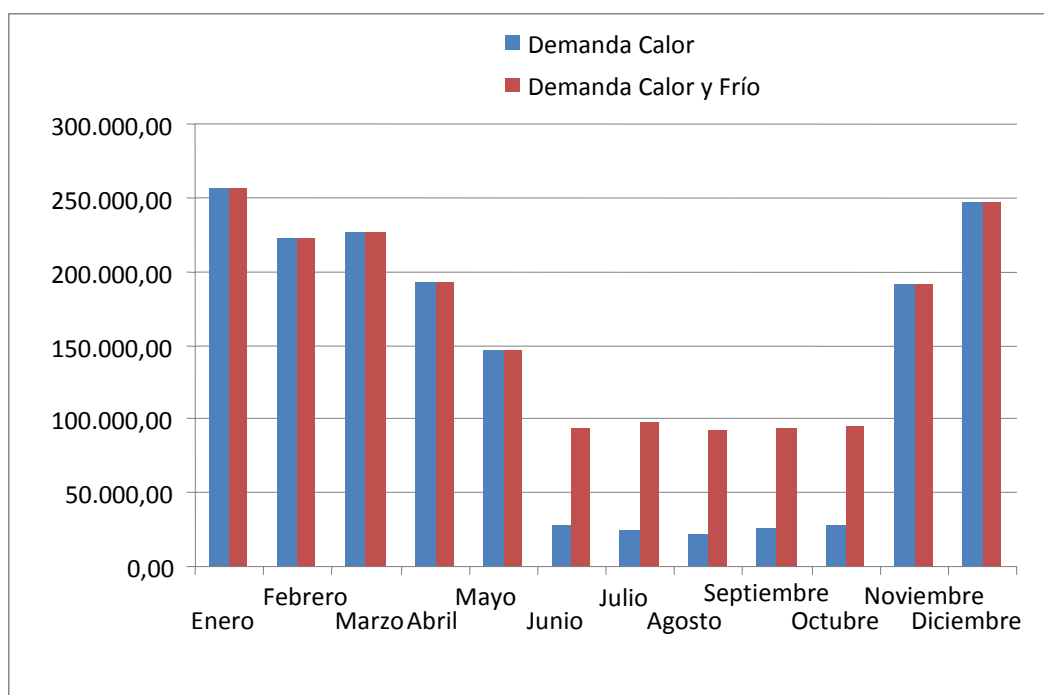


Tabla 5: Distribución mensual de las necesidades energéticas de calor y frío del edificio.

Se aprecia cómo la demanda de climatización no es comparable a la de calefacción en verano, pues dada la localización del inmueble, la demanda de frío en verano se limita a la demanda de la carga térmica y de las infiltraciones.

PRODUCCCIÓN SOLAR

9.1 INSTALACIÓN SOLAR DE ACS

La forma más económica y sencilla de aprovechar la energía solar es generando ACS, con un costo asequible y una amortización en relativamente poco tiempo. El dimensionado de una instalación térmica de estas características implica la búsqueda de un equilibrio entre la cantidad y calidad de la energía que se desea obtener y el coste derivado de su adquisición. Además, se ha cumplir rigurosamente la normativa en lo referente al aporte solar mínimo y la seguridad de personas y estructuras.

La siguiente ilustración muestra de forma esquemática y muy básica los principales componentes de la instalación solar de ACS que se implementa:

Como se ha comprobado, la contribución solar anual mínima de la instalación, tal y como establece el CTE, debe ser igual al 45% de la demanda de ACS. El calor mínimo necesario para cumplir con la normativa del documento de limitación de energía HE 4 del mismo resulta entonces:

$$Q_T = 371.442,83 \text{ kWh} \cdot 0,45 = 167.149,27 \text{ kWh}$$

De modo que la instalación solar térmica debe suministrar al año, en total, puesto que habrá días que efectivamente consiga mayores prestaciones productivas, y otros no llegue al mínimo, una energía igual a **167.149,27 kWh**, para atender la mínima demanda de ACS del edificio permisible. Además, la cobertura solar no puede superar el 110% de la demanda en ningún y no puede aportar más del 100% durante tres meses consecutivos.

El calor útil empleado no es otro que el correspondiente a la radiación solar que alcanza la cubierta del edificio Rubín, y particularmente el campo de colectores, con una inclinación de 43°. Su valor anual medio asciende a:

$$I_T = 364,09 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Este estudio presenta carácter mensual, y por tanto, se debe hacer un balance mensual de la energía solar disponible y de los requerimientos energéticos de ACS del edificio, con el fin de conocer la proporción de demanda de ACS que es capaz de cubrir la instalación solar térmica.

9.2 PREDIMENSIONADO DEL SISTEMA SOLAR DE CAPTACIÓN

En primer lugar se plantea, con carácter no preceptivo, el cálculo de una instalación que proporcione únicamente cobertura a las necesidades de ACS del edificio. Posteriormente, una vez obtenidos los resultados, se puede conocer si existe espacio en la cubierta suficiente, como se quiere, para la producción de calor destinada a dar servicio de calefacción y climatización mediante absorción. Se parte de una instalación térmica de ACS sencilla, que se complicará llegado el caso, con la incorporación de los elementos que constituyen una configuración multipropósito para la producción de calefacción y/o climatización.

9.2.1 CÁLCULO SIN PÉRDIDAS

El cálculo del predimensionado consiste en el cálculo impreciso de la instalación, que considera las pérdidas dadas en base a la curva de normalización como cuantificación del rendimiento de los captadores. Con lo cual, el cálculo realizado no se produce en ausencia de pérdidas, lo que se pretende al hablar de “cálculo sin pérdidas” es dejar constancia de que el cálculo tiene en cuenta exclusivamente las pérdidas valoradas por la curva de normalización de los captadores, y no se contemplan en el mismo aspectos como las pérdidas por viento, el envejecimiento de los colectores y otros factores relevantes.

Como se verá, los resultados que se van obteniendo se utilizan como datos de partida para las iteraciones posteriores del cálculo completo.

Rendimiento del captador solar. Curva de normalización

Lamentablemente, la conversión de la radiación solar en forma útil de energía no presenta un rendimiento igual a la unidad, de modo que resulta imprescindible determinar el rendimiento del captador solar, circunstancia que deriva en la introducción en escena de algunos otros parámetros y exige, a la postre, un análisis global de la instalación y el planteamiento de un sistema de ecuaciones basadas en balances energéticos en los distintos elementos.

Los captadores son los dispositivos encargados de captar la radiación solar, y su objetivo es transformar ésta en energía térmica mediante el aumento de temperatura del fluido que circula por el interior de sus conductos interiores. Los fabricantes de colectores proporcionan una curva de rendimiento parabólica que depende de la temperatura de entrada del fluido térmico al colector y de la temperatura ambiente, de manera que el rendimiento varía instantáneamente y acusa grandes diferencias a lo largo del año. Es la conocida **curva de normalización** que, como se explica más adelante, en muchas ocasiones nada tiene que ver con el verdadero comportamiento del colector y su rendimiento. Esto es así porque los ensayos realizados por los organismos competentes construyen una curva ignorante de la influencia del viento, cuya importancia para la transferencia de calor con el ambiente es relevante en la mayoría de los casos reales. No obstante, en este punto del análisis, se supone que el colector se comporta tal y como establece la curva de normalización, con objeto de efectuar el predimensionado de la superficie de captación.

El siguiente paso consiste entonces en la selección de un determinado captador solar. Existe una amplia gama de colectores. El edificio se sitúa en una zona geográfica donde la energía solar incidente es relativamente escasa y la temperatura moderada, de modo que, a pesar de su elevado precio, se piensa que podría funcionar muy bien un modelo de colector de tubos de vacío, siempre que presente un rendimiento óptico conveniente. Su reducido coeficiente de pérdidas lo hace también especialmente apto para el aprovechamiento de la radiación solar difusa, manteniendo un rendimiento aceptable, no sólo a mediodía o en días soleados, sino también cuando el sol está bajo o el tiempo es frío y parcialmente nuboso. Particularmente, la elección de un colector de tubos de vacío viene aconsejada por la necesidad de disponer de más energía en poco espacio y un rendimiento óptico elevado, circunstancia que con frecuencia se tiene en estos colectores. Además, la temperatura ambiente en Oviedo es baja, motivo por el que es recomendable la utilización de tubos de vacío, ya que aseguran un mejor aislamiento térmico.

Como se verá más adelante, sin embargo, la investigación ha avanzado poco en este campo, y se cuentan con pocos modelos de pérdidas de calor en colectores de vacío, más allá de los ensayos de normalización. Así que, previendo grandes dificultades con la caracterización de la transferencia de calor en el colector, se prueba primeramente para el predimensionado de la instalación con colectores planos, descartando la elección de uno de tubos de vacío hasta saber con exactitud si la superficie de colectores necesaria para cumplir con la fracción solar es superior a la disponible en la cubierta del edificio.

Consultando la página web de una conocida empresa alemana líder en el sector de la energía solar, en colaboración con el instituto alemán de energía solar, “Solartechnik Prüfung Forschung”, y otras direcciones correspondientes a empresas de fabricantes, se puede escoger un colector que garantice unas buenas prestaciones y un rendimiento elevado.

Parece viable entonces, al menos desde el punto de vista tecnológico, la utilización de un colector plano que, por otro lado, facilita muchísimo las labores de cálculo y modelización del problema de pérdidas comparativamente con un colector de vacío.

Así, se ha optado por el colector solar plano SONNENKRAFT SK 500N, con una superficie total de $2,57 \text{ m}^2$, una superficie de absorción de $2,17 \text{ m}^2$, un rendimiento óptico de $\eta_0 = 0,802$ y unos coeficientes de pérdidas iguales a $a_1 = 3,409 \text{ W/m}^2\text{K}$ a $a_2 = 0,012 \text{ W/m}^2\text{K}^2$.

9.2.1.1 CÁLCULO DE LA SUPERFICIE DE CAPTACIÓN

A continuación se procede con el procedimiento de cálculo que permite determinar la superficie de captación teniendo en cuenta el rendimiento del colector en base a la curva de normalización del fabricante. En primer lugar, se obtiene un valor anual, estimando valores anuales de las pertinentes magnitudes dadas y, a continuación, ganando en precisión se obtienen mensuales, que finalmente se utilizan para conocer con exactitud la producción solar con la que se cuenta.

Se efectúan balances de energía en el colector, el intercambiador de calor y el tanque de acumulación, y se considera la fracción solar, la eficiencia del intercambiador, el grado de estratificación del acumulador y su propia temperatura media:

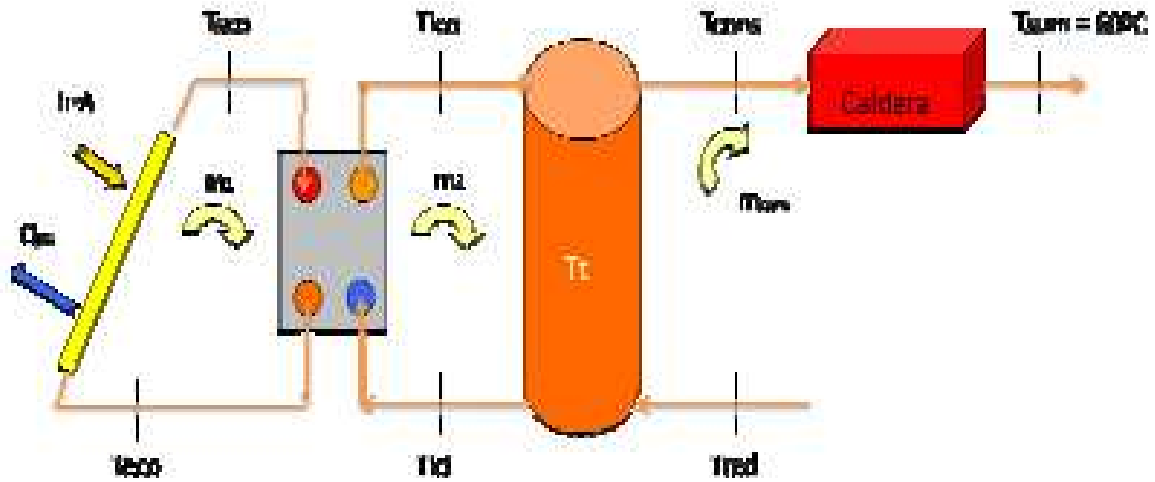
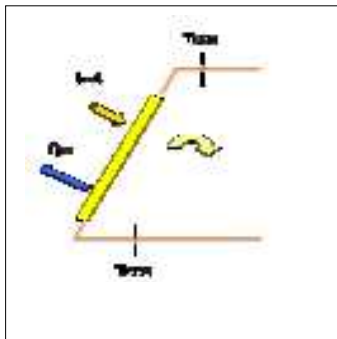


Figura 1: Esquema de componentes de la instalación solar de ACS y sus parámetros principales.
Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos.

○ Balance de energía en el colector



$$m_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = I_T \cdot A_{col} \cdot \left(a_0 - \frac{(T_{ci} - T_0)}{I_T} \cdot a_1 - \frac{(T_{ci} - T_0)^2}{I_T} \cdot a_2 \right) \quad [1]$$

Donde:

m_1 : caudal que circula por el circuito primario (kg/s).

c_{p1} : calor específico del fluido del circuito primario (J/kg·K).

T_{co} : temperatura de salida del colector (K).

T_{ci} : temperatura de entrada al colector (K).

T_{co} : temperatura del ambiente exterior (K).

I_T : radiación global anual media incidente (W/m²).

A_{col} : superficie útil de captación (m²).

a_0 : rendimiento óptico del colector.

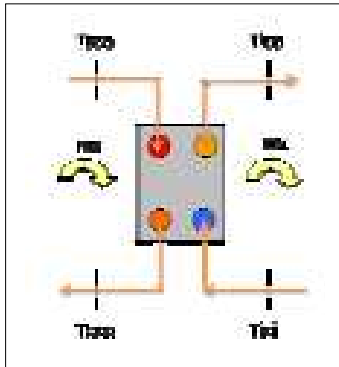
a_1 : coeficiente de primer orden de pérdidas de calor del colector (W/m²·K).

a_2 : coeficiente de segundo orden de pérdidas de calor del colector (W/m²·K²).

Fíjese que el rendimiento, expresado matemáticamente en base a la curva de normalización, no es sino:

$$\eta = \left(a_0 - \frac{(T_{ci} - T_0)}{I_T} \cdot a_1 - \frac{(T_{ci} - T_0)^2}{I_T} \cdot a_2 \right)$$

○ Balance de energía en el intercambiador



$$m_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = m_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) [2]$$

Donde:

m_2 : caudal que circula por el circuito secundario (K).

c_{p2} : calor específico del fluido del circuito secundario.

T_{ico} : temperatura de salida al intercambiador de calor (K).

T_{ici} : temperatura de entrada al intercambiador de calor (K).

○ Eficiencia del intercambiador

$$\varepsilon_{ic} \cdot m_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = m_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) [3]$$

Donde:

ε_{ic} : eficiencia del intercambiador de calor.

m_1 : caudal que circula por el circuito primario (kg/s).

c_{p1} : calor específico del fluido caloportador (J/kg·K).

T_{co} : temperatura de salida del colector (K).

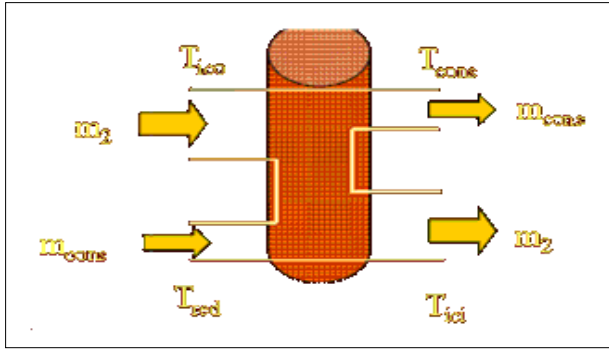
T_{ici} : temperatura de entrada al intercambiador de calor (K).

m_2 : caudal que circula por el circuito secundario (kg/s).

c_{p2} : calor específico del fluido del circuito secundario (J/kg·K).

T_{ico} : temperatura de salida al intercambiador de calor (K).

T_{ici} : temperatura de entrada al intercambiador de calor (K).



$$E_t \cdot (T_{ico} - T_t) = (T_{cons} - T_t) \quad [6]$$

Donde:

E_t : coeficiente de estratificación del tanque.

T_{ico} : temperatura de salida del intercambiador de calor (K).

T_t : temperatura media en el tanque (K).

T_{cons} : temperatura de suministro al consumo (K).

○ Temperatura media en el tanque

$$T_t = \frac{T_{ico} \cdot m_2 + T_{red} \cdot m_{cons}}{m_2 + m_{cons}} \quad [7]$$

Donde:

T_t : temperatura media en el tanque (K).

T_{ico} : temperatura de salida del intercambiador de calor (K).

T_{red} : temperatura del agua fría de red (K).

m_2 : caudal que circula por el circuito secundario (kg/s).

m_{cons} : caudal derivado al consumo (kg).

En resumen, para obtener el valor de la superficie de captadores se precisa conocer el rendimiento de los mismos, que expresado en función de la curva de normalización, deriva en la introducción de algunas temperaturas características de la instalación, para generar un sistema con las siguientes incógnitas:

$$T_{ci}, T_{co}, T_{ici}, T_{ico}, T_t, T_{cons}, A_{col}$$

Las ecuaciones introducen distintas variables, pudiendo diferenciar entre constantes, datos y parámetros variables calculados con anterioridad o cuyo valor se estima ahora de manera aproximada:

- Un predimensionado previo del área de colectores requerido por la instalación, consiste en una sencilla relación que informa de que el área de captación necesaria es aproximadamente el equivalente a medio panel por persona. De esta forma:

$$A_{col} = 0,5 \cdot 842 = 421 m^2$$

- Como la superficie de total exterior del captador elegido es igual a $2,57 m^2$, se necesitan $421/2,57 = 163,81 \rightarrow 164$ paneles solares, a razón de $30 \frac{l}{h \cdot m^2}$, se tiene un flujo circulando a su través con caudal másico de:

$$m_1 = 30 \frac{l}{h \cdot m^2} \cdot 1,015 \frac{kg}{l} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot 421 m^2 = 3,614 \frac{kg}{s}$$

- Propiedades de los fluidos: $c_{p1} = 3.833,52 \frac{J}{kg \cdot K}$, $c_{p2} = c_{pcons} = 4.187 \frac{J}{kg \cdot K}$.
- Temperaturas:
 - Temperatura ambiente: en promedio a lo largo del año, $T_0 = 12,61^\circ C$
 - Temperatura de red: en promedio a lo largo del año, $T_{red} = 11,83^\circ C$.
 - Temperatura de suministro: el RITE exige que se alcance $T_{sum} = 60^\circ C$.
- Siendo optimistas, se suele tomar un coeficiente de estratificación de $E_t = 0,45$.
- Parámetros estimados: $\varepsilon_{ic} = 0,75$
- Parámetros dato: $a_0 = 0,802$, $a_1 = 3,409$, $a_2 = 0,012$.
- Caudales:
 - Tal y como indica el fabricante y, por simetría, $m_1 = m_2 = 3,614 \frac{kg}{s}$.
 - En el capítulo de la demanda de ACS se determinó el caudal de consumo, $m_{cons} = 0,578 \frac{kg}{s}$.
- Fracción solar: se toma la fracción solar mínima que impone el CTE, $f = 0,45$.
- Radiación solar: el capítulo oportuno permitió mostrar la cantidad de radiación solar que se alcanza sobre un plano inclinado cualquiera un día medio del año en la ciudad de Oviedo, esto es, $I_T = 364,09 \frac{W}{m^2}$.

Para la resolución del sistema de ecuaciones se utiliza el programa “Mathcad”, un solver de ecuaciones sencillo, accesible y fácil de usar que permite determinar el valor de las incógnitas con un grado de precisión elevado.

El programa exige la inicialización de todas las variables, incluyendo las temperaturas incógnita, a las que es preciso asignar un valor inicial. Así se propone:

Temperatura	(°C)
T_{co}	80
T_{ci}	40
T_{ico}	75
T_{ici}	30
T_{cons}	55
T_t	48

Introduciendo como argumentos de la función “minerr” las incógnitas del sistema de ecuaciones, finalmente el programa devuelve el vector de variables solución:

Incógnita	T_{co} (°C)	T_{ci} (°C)	T_{ici} (°C)	T_{ico} (°C)	T_{cons} (°C)	T_t (°C)	A_{col} (m ²)
Solución	36,919	33,093	31,818	35,285	33,507	32,051	243,723

Tabla 1: Solución del predimensionado de la superficie de captación.

9.2.1.2 ANÁLISIS Y CÁLCULO DE LA SUPERFICIE DE CUBIERTA

Efectivamente, la cubierta es el único espacio donde en principio pueden situarse los colectores, y parece lógico utilizar toda la superficie aprovechable en la captación de energía solar para poder cubrir una mayor demanda energética del edificio. En función de esta circunstancia, atendida toda la demanda de ACS, si se prevé que exista un excedente de energía útil, puede pensarse en utilizar los paneles y así no tener una cubierta parcialmente desnuda, dando en ese caso cobertura total o parcial a la demanda de calefacción y/o climatización en el edificio. En lo sucesivo, se analizan las características geométricas de la cubierta para determinar con exactitud su superficie disponible y verificar, al menos, que la hipotética instalación puede o no cubrir la fracción solar mínima anual.

El cálculo de la superficie total en planta de la cubierta puede presentarse complicado. Con forma aproximadamente en U, tanto las alas como la parte central presentan una estructura a doble vertiente o a dos aguas con distinta inclinación, recortes varios y cambios de inclinación. Por razones obvias de orientación, en principio sólo parece aprovechable la cubierta de la parte central situada al sur.

No obstante, es necesario descontar todos los espacios que no se pueden utilizar debido a la ubicación de elementos en la misma que no permiten la superposición de los captadores, como es el caso de las chimeneas y los extractores, los elementos pertenecientes a instalaciones propias del edificio y las cúpulas decorativas que presiden los extremos de la parte central de la cubierta. Así mismo, la cubierta disponible no es enteramente una superficie de inclinación única. El hecho de que tampoco se pueda subdividir en parcelas rectangulares, dificulta por un lado el cálculo y por otro la instalación de los colectores el consiguiente desaprovechamiento de una parte del área de captación. Por último, a todo

esto hay que añadir el espacio de sombras generado por los elementos y los propios colectores, así como el espacio necesario para el montaje y mantenimiento de los colectores, y la ubicación de las tuberías de la instalación.

Pérdidas producidas por orientación, inclinación y sombras

El cálculo de la instalación debe considerar las sombras producidas por obstáculos sobre la superficie donde se proyecta la instalación de los colectores o por los propios colectores, dependiendo de su inclinación sobre la cubierta.

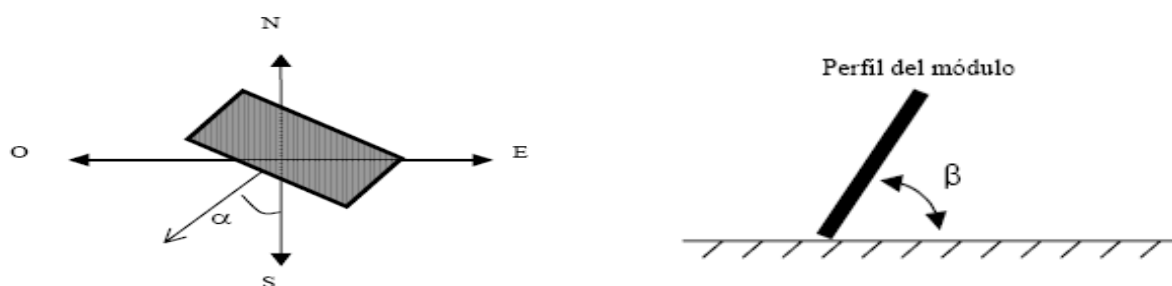


Figura 2: Orientación e inclinación de los colectores solares.

Para la situación más desfavorable del año, esto es, cuando se tiene la menor altura solar (21 de diciembre), el Pliego Solar de Condiciones Técnicas de Baja Tensión advierte que la colocación de los paneles ha de ser tal que las pérdidas propiciadas por inclinación, orientación y sombras no supere el 15%, 30% o 50%, para el caso general, superposición e integración arquitectónica respectivamente. En aquellas zonas de la cubierta con inclinaciones cercanas al valor de la latitud, parece lógico la colocación de los colectores por superposición sobre la cubierta, cuando esto no suceda, tal y como recomienda el CTE lo más aconsejable en el caso de una instalación funcionando a lo largo de todo el año en Oviedo, es su colocación hasta conseguir los 43° de inclinación.

Caso	Tabla 2.4 Pérdidas límite		
	Orientación e inclinación	Sombras	Total
General	10 %	10 %	15 %
Superposición	20 %	15 %	30 %
Integración arquitectónica	40 %	20 %	50 %

Tabla 2: Pérdidas límite de un captador solar por orientación, inclinación y sombras. Fuente: CTE

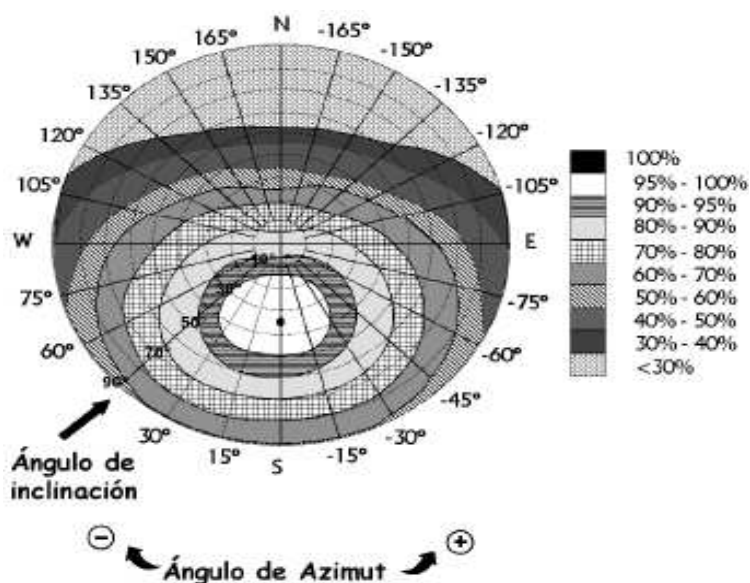


Figura 3: Pérdidas límite de un captador solar por orientación e inclinación. Fuente: CTE.

9.2.1.2.1 CÁLCULO DE SOMBRAS

La distancia d , medida sobre la horizontal, entre una fila de captadores y un obstáculo, de altura h , que pueda producir sombras sobre la instalación debe garantizar un mínimo de 4 horas de sol en torno al mediodía del solsticio de invierno. Esta distancia d debe por tanto ser superior al valor obtenido por la expresión:

$$d = \frac{h}{\tan(61^\circ - \phi)}$$

Siendo $1/\tan(61^\circ - \phi)$ un coeficiente adimensional denominado k . Algunos valores significativos de k en función de la latitud del lugar se pueden ver en la tabla.

Latitud	29°	37°	39°	41°	43°	45°
k	1,6	2,246	2,475	2,747	3,078	3,487

Tabla 3: Valores de k para el cálculo de sombras. Fuente:

En la figura aparecen algunos ejemplos de la toma de datos relativos a h y d .

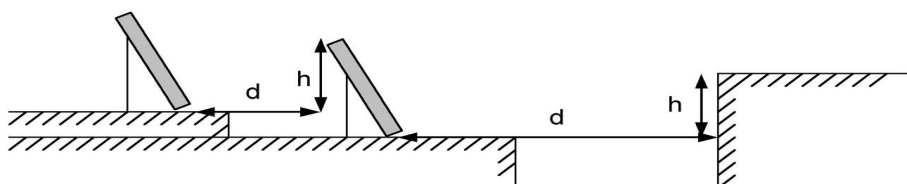


Figura 4: Cálculo de sombras entre una fila de captadores y un obstáculo.

La separación entre la parte posterior de una fila y el comienzo de la siguiente no es inferior a la obtenida por la expresión anterior, aplicando h a la diferencia de alturas entre la parte alta de una fila y la parte baja de la siguiente, efectuando todas las medidas de acuerdo con el plano que contiene a las bases de los captadores.

Más detalladamente, en muchos manuales de cálculo y diseño de instalaciones solares se puede leer que la separación entre filas de captadores es tal que al mediodía solar del día más desfavorable del periodo de utilización, la sombra de la arista superior de una fila se proyecte, como máximo, sobre la arista inferior de la fila siguiente:

En el caso de un campo de colectores orientado al sur y situado en el hemisferio norte se sabe que el día más desfavorable es el 21 de diciembre y que la altura solar máxima a las 12 horas solares el día de solsticio de invierno es $h_0 = (90^\circ - \text{latitud}) - 23,5^\circ = 23,29^\circ$

Y por tanto la distancia mínima entre filas, d , valdrá:

$$d = d_1 + d_2 = \frac{Z}{\operatorname{tg} h_0} + \frac{Z}{\operatorname{tg} \beta} = l \frac{\operatorname{sen} \beta}{\operatorname{tg} h_0} + l \frac{\operatorname{sen} \beta}{\operatorname{tg} \beta} = l \cdot \left(\frac{\operatorname{sen} \beta}{\operatorname{tg} h_0} + \cos \beta \right)$$

Siendo β la inclinación del panel sobre la horizontal, h_0 la altura solar y l , en este caso, la anchura del panel colector. Entonces, se tiene:

$$b = \text{latitud} = 43^\circ, h_0 = (90^\circ - 43^\circ) - 23,5^\circ = 23,5^\circ$$

$$d = 1,15m \cdot \left(\frac{\operatorname{sen} 19,14}{\operatorname{tg} 23,5} + \cos 19,14 \right) = 1,95m$$

Aunque lo recomendable es aumentar la distancia obtenida con la fórmula anterior en un 25%, dada la disponibilidad actual de cubierta se considera una separación entre filas igual a 2,70m. El procedimiento de cálculo puede simplificarse enormemente una vez que se incluyan las sombras por obstáculos, dadas las dimensiones del colector elegido y las características geométricas de la cubierta.

No obstante, si se utiliza la ayuda del entorno “CAD” (donde se pueden visualizar los planos del edificio), fácilmente se pueden colocar virtualmente los colectores sobre la cubierta, y así considerar los espacios de sombra y de montaje, además de los recortes, las aristas y los espacios muertos en general por motivos de incompatibilidad entre cubierta y colectores, y calcular en último lugar, multiplicando el número de colectores dispuestos por su área, la superficie del campo de colectores.

La disposición más ajustada de los colectores para el máximo aprovechamiento de cubierta presenta entonces el siguiente aspecto, para una de las mitades simétricas de la cubierta orientada al sur:

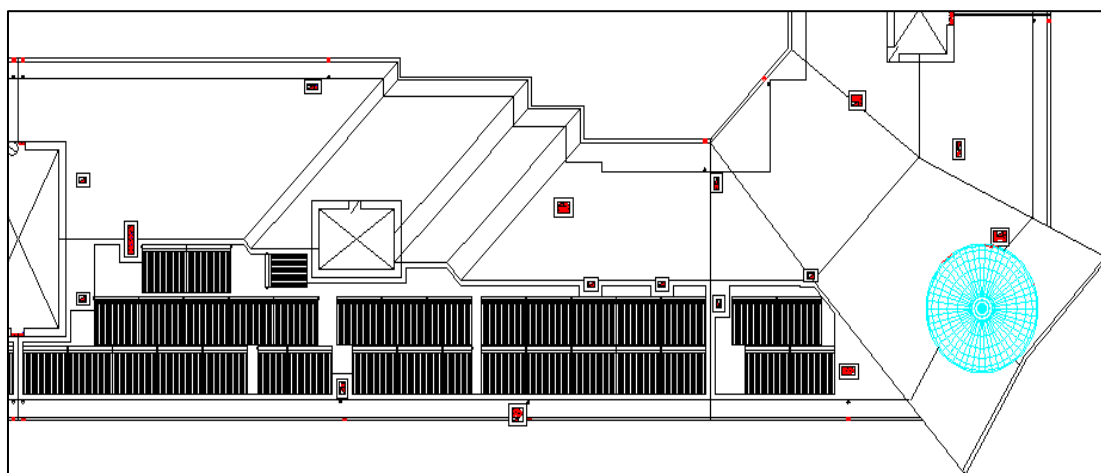


Figura 5: Disposición del campo de colectores sobre la cubierta del edificio.

Se pueden contar un máximo de 80 paneles, a razón de $2,57 \text{ m}^2$ por cada captador, se tiene una superficie total aprovechable igual a **$205,6 \text{ m}^2$** , inferior al área de captación necesaria para atender la mínima demanda de ACS, $243,723 \text{ m}^2$, cuando menos para atender la funcionalidad de calefacción y/o climatización.

9.2.1.3. DETERMINACIÓN DE LA FRACCIÓN SOLAR ANUAL

Fíjese que, resultando finalmente una superficie igual a $205,6 \text{ m}^2$, la correspondiente a llenar la cubierta de captadores, se necesitan 80 paneles para atender la máxima demanda posible de ACS que permite la superficie disponible. Si se fija el área de captación y se resuelve de nuevo el sistema de 7 ecuaciones expuesto, aunque en este caso la incógnita se trata de la fracción solar en lugar del área de colectores, se obtiene para la superficie de cubierta el verdadero valor de la fracción solar media anual de la instalación. Nótese que para esta segunda iteración, se utiliza un gasto másico en los circuitos primario y secundario igual a:

$$m_1 = 30 \frac{\text{l}}{\text{h} \cdot \text{m}^2} \cdot 1,030 \frac{\text{kg}}{\text{l}} \cdot \frac{1 \text{h}}{3600 \text{s}} \cdot 205,6 \text{m}^2 = 1,765 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La nueva solución resulta:

Incógnita	$T_{\text{co}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{ci}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{ici}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{ico}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{cons}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{t}} (^{\circ}\text{C})$	f
Solución	37,00	30,108	27,811	32,441	28,621	31,096	0,4

Tabla 4: Solución de la fracción solar anual media.

Se comprueba que, efectivamente, con 80 captadores, sólo se cubre una fracción solar anual del 40%, un 11,11% por debajo de la fracción solar anual mínima que, en ningún caso, permite cumplir con la mínima fracción solar exigible por el CTE.

9.2.1.4. DETERMINACIÓN DE LA FRACCIÓN SOLAR MENSUAL

El estudio puede completarse con el cálculo mensual de la fracción solar, considerando los valores mensuales de la irradiación global incidente media, las temperaturas ambiente y del agua de red, y las temperaturas incógnita de la instalación solar obtenidas en el caso anual. Así, vectorizando el sistema de ecuaciones se puede obtener valores mensuales para las variables incógnita:

Mes	T_{ci} (°C)	T_{co} (K)	T_{ici} (K)	T_{ico} (K)	T_t (K)	T_{cons} (K)	f
Ene	294,367	299,071	292,798	297,062	293,346	295,018	0,255
Feb	296,774	302,393	294,900	299,994	295,555	297,552	0,305
Mar	302,955	310,546	300,425	307,305	301,309	304,007	0,420
Abr	300,873	307,673	298,607	304,770	299,399	301,816	0,376
May	305,435	313,209	302,844	309,890	303,749	306,512	0,448
Jun	307,196	314,879	304,635	311,599	305,530	308,261	0,462
Jul	308,194	315,875	305,633	312,596	306,527	309,258	0,472
Ago	311,593	320,188	308,728	316,518	309,729	312,784	0,541
Sep	311,073	319,850	308,147	316,103	309,169	312,290	0,540
Oct	306,748	314,641	304,117	311,271	305,036	307,842	0,465
Nov	298,409	304,270	296,455	301,768	297,137	299,221	0,324
Dic	294,705	299,538	293,094	297,475	293,657	295,375	0,262
ANUAL	303,194	310,178	300,865	307,196	301,679	304,161	0,406

Tabla 5: Solución de la fracción solar mensual.

Aunque en algunos meses se cubre la fracción solar mínima, en la mayoría no sucede de este modo, situación que previsiblemente se agravará cuando se incorpore al cálculo la estimación precisa de las pérdidas de calor en la instalación solar. Se debe por tanto encontrar alguna manera de adicionar paneles, y así aumentar el campo de colectores. O de otra forma, utilizar una configuración de captadores de tubos de vacío o buscar una cualquier otra solución alternativa. Antes de valorar cualquier medida, se aborda el cálculo de la superficie de captación con el dimensionado solar.

9.3 DIMENSIONADO DEL SISTEMA SOLAR DE CAPTACIÓN

Superado el cálculo preliminar, que aporta una idea realista y muy próxima a las necesidades de superficie de captación del edificio y las posibilidades de cumplimiento del CTE, además de introducir el procedimiento de simulación de la producción solar, se procede con el cálculo de las pérdidas de calor, que permite realizar el dimensionado definitivo de la instalación solar.

9.3.1 CÁLCULO CON PÉRDIDAS

Durante el desarrollo de este punto se incorporan al procedimiento de cálculo algunas características reales de operación de los colectores solares, como por ejemplo el efecto del viento, no contempladas por la curva de normalización. Por ese motivo, se mejora la precisión en el cálculo del sistema respecto de los procedimientos basados en asumir un rendimiento de los captadores dado por la curva de normalización. De esta forma se puede conocer las pérdidas que experimenta el captador elegido en Oviedo en la disposición propuesta. Para ello, se evalúan ciertos conceptos de pérdida producidas en los colectores que penalizan la capacidad del sistema de aprovechamiento de la radiación solar que llega hasta la superficie de los captadores. Finalmente, se rehace el procedimiento empleado para el cálculo de la producción solar y se determina la fracción solar.

9.3.1.1 PÉRDIDAS DE CALOR PRODUCIDAS EN EL COLECTOR

El dimensionado de las instalaciones de energía solar térmica puede realizarse con el empleo de diferentes procedimientos, tradicionalmente se utilizaba el método de las curvas f (F-Chart), que permite realizar el cálculo de cobertura de un sistema solar, es decir, el cálculo de la aportación del sistema a la producción de calor total necesaria para cubrir las necesidades de demanda, determinando también el rendimiento medio del sistema en un largo período de tiempo.

Ampliamente aceptado como un proceso de cálculo suficientemente exacto para largas estimaciones, no ha de aplicarse para estimaciones de tipo semanal o diario. Para desarrollarlo se utilizan datos mensuales medios meteorológicos, y es perfectamente válido para determinar el rendimiento o factor de cobertura solar en instalaciones de calentamiento, en todo tipo de edificios, mediante captadores solares planos.

No obstante, en este proyecto se estudia el problema del cálculo de las pérdidas de calor desde un enfoque distinto. Sirviéndose de un trabajo realizado por el departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, cuya motivación principal es la elaboración de un modelo de transferencia de calor en régimen no estacionario capaz de cuantificar las pérdidas de calor en los colectores de una instalación solar y predecir su comportamiento en distintas condiciones de uso, se utilizan los resultados numéricos validados con medidas experimentales tomadas de una instalación propia de la universidad ubicada en la cubierta de uno de sus edificios, y se aplica el modelo de transferencia de calor al sistema objeto de estudio para el edificio Rubin en Oviedo.

En base a este estudio, el rendimiento de un colector solar plano depende de la temperatura de proceso, además de la radiación, temperatura ambiente, dirección y velocidad del viento, así como de parámetros del colector: espesor y calidad del aislamiento, características ópticas del absorbedor y cubierta transparente, etc. Así, si se realiza un balance de energía no estacionario sobre el colector para obtener un modelo que evalúe sus pérdidas, se detecta que la curva de normalización se aleja de los valores reales. Se identifican las causas principales de la discrepancia en: la degradación del colector, y la reportada influencia del viento.

El siguiente gráfico muestra cómo los ensayos comunes de normalización empleados por los fabricantes, proporcionan resultados poco precisos acerca del rendimiento de los colectores y por tanto de su comportamiento:

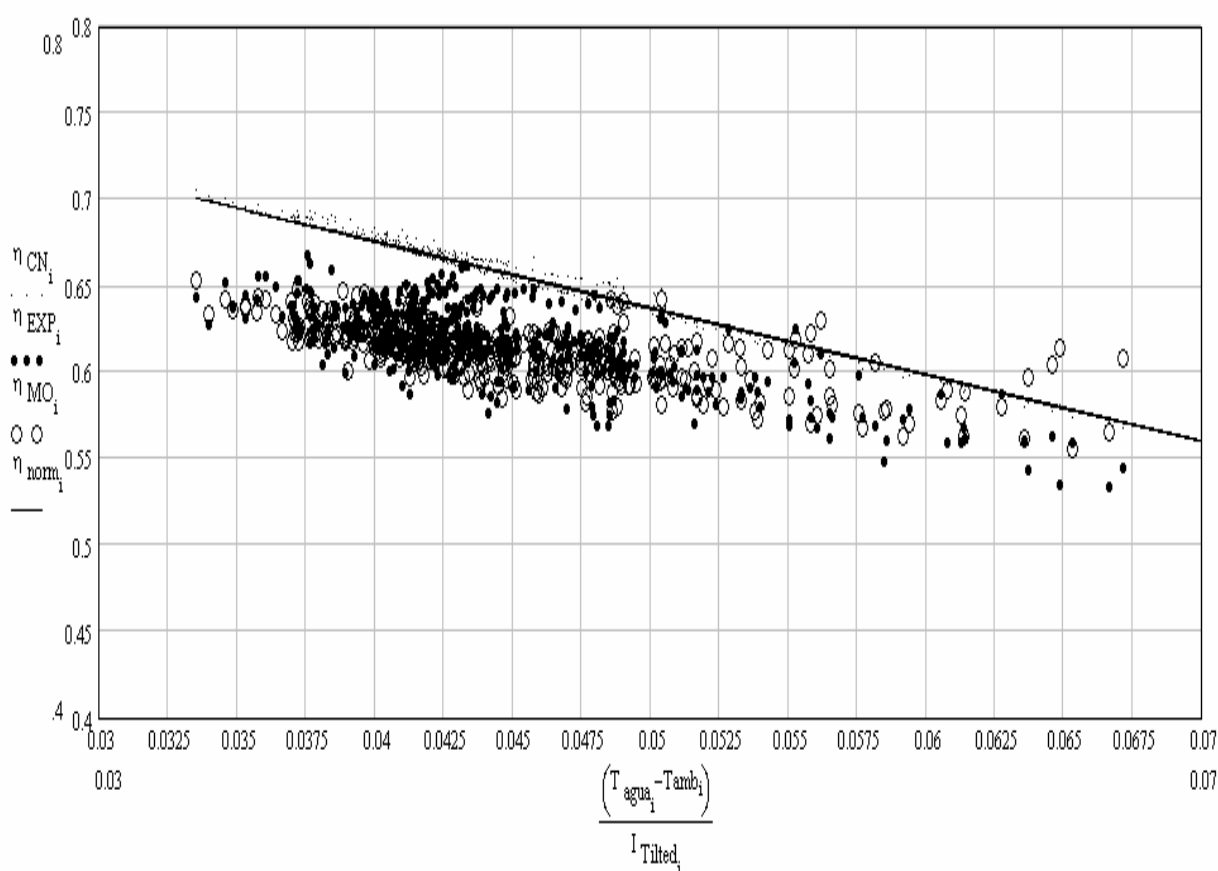


Figura 6: Gráfico comparativo del rendimiento del colector según la curva de normalización y el modelo de pérdidas de la UC3M.

9.3.1.1.1 MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El cálculo de pérdidas se lleva a cabo modelizando el captador solar como el sistema de resistencias térmicas siguiente:

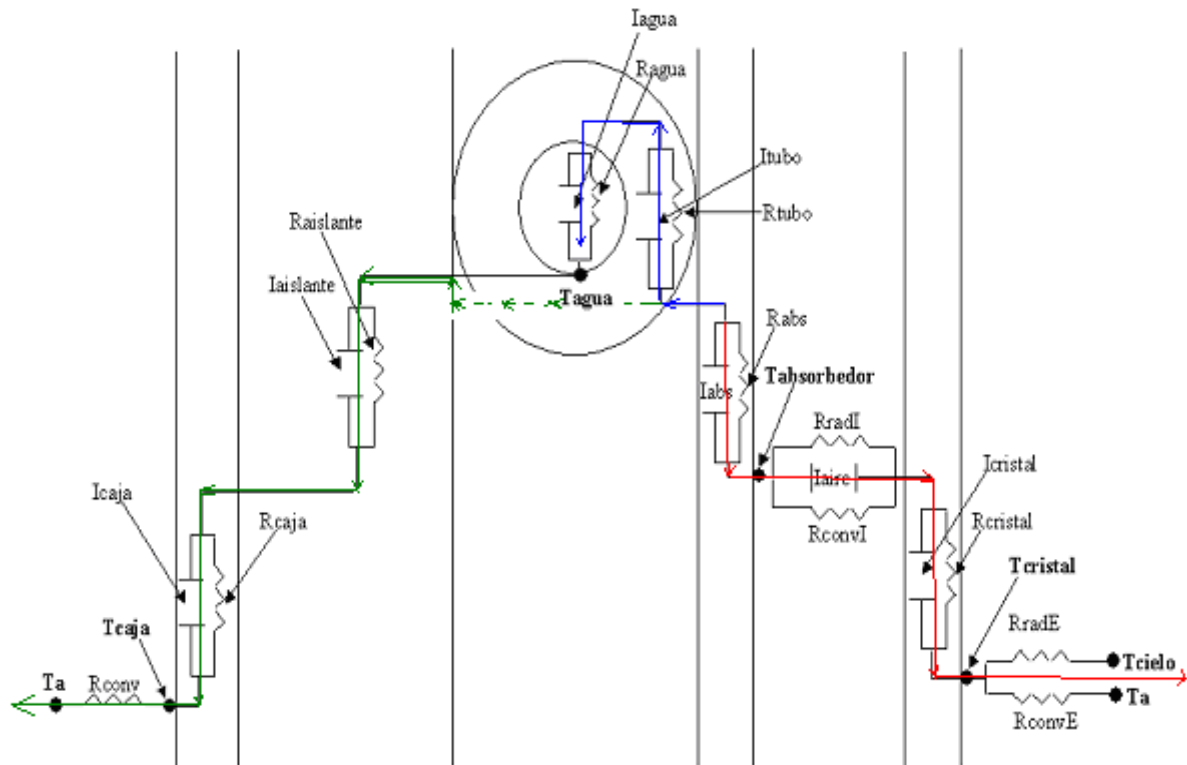


Figura 7: Modelo de resistencias térmicas para la transferencia de calor en el colector.

Si avanzamos desde el exterior hasta el tubo que contiene el fluido caloportador encontramos el circuito térmico formado por las resistencias:

- Resistencia de convección exterior con el viento.
- Resistencia de radiación exterior de la parte superior de la cubierta.
- Resistencia de conducción de la cubierta.
- Resistencia de convección del aire interior de la cámara de aire.
- Resistencia de radiación del aire interior de la cámara de aire.
- Resistencia de conducción de la placa absorbadora.
- Resistencia de conducción de los tubos del circuito térmico.
- Resistencia de convección en el interior de los tubos del circuito térmico.

Además, existen pérdidas en la parte posterior del colector:

- Resistencia de conducción del aislamiento.
- Resistencia de conducción de la caja.
- Resistencia de convección con el viento.

Efectivamente, el calor útil es el calor que llega a la placa absorbidora después de superar la reflexión y la radiación de la cubierta de vidrio y las pérdidas propias en el interior de la cámara de aire. Obsérvese que el calor transferido al fluido sirve para que éste se caliente a su paso por el colector la cantidad:

$$Q_{\text{útil}} = Q_{\text{fluido}} = m_{\text{fluido}} \cdot c_{p\text{fluido}} \cdot \Delta T = m_{\text{fluido}} \cdot c_{p\text{fluido}} \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

El problema de transferencia puede plantearse por tanto desde la placa, donde se dispone del calor aprovechable para la obtención de la energía térmica requerida. Considerando que el calor útil o la única energía aprovechada es justamente la que se queda el fluido que recorre la parrilla de tubos del absorbedor a su paso por los captadores, se comprueba que aparecen dos mecanismos o vías de pérdidas:

- Pérdidas por la parte superior del captador.
- Pérdidas por la parte inferior del captador.

La energía solar global incidente por unidad de tiempo ha de ser igual a la suma del calor útil más las pérdidas en el colector. El balance de energía que se tiene entonces en el captador solar plano resulta:

$$Q_{\text{incidente}} = Q_{\text{útil}} + Q_{\text{pérdidas_sup}} + Q_{\text{pérdidas_inf}}$$

El siguiente esquema de resistencias térmicas permite entender perfectamente cómo se deriva la pérdida desde el absorbedor y cual es el gradiente térmico que experimenta cada rama de calor:

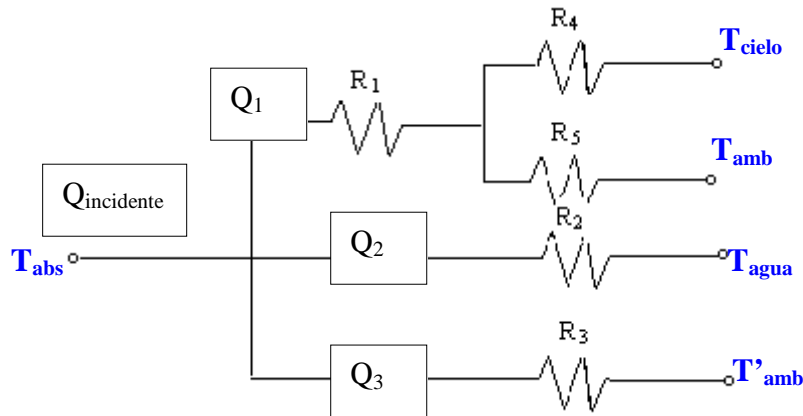


Figura 8: Esquema de resistencias térmicas de la modelización propuesta para la resolución del problema de transferencia de calor en los colectores solares planos.

De forma que:

$$Q_{\text{pérdidas_colector}} = Q_{\text{pérdidas_sup}} + Q_{\text{pérdidas_inf}} = Q_1 + Q_3$$

Desarrollando la expresión para su evaluación numérica se puede entender la transferencia de calor y por tanto la pérdida de calor en el captador del siguiente modo:

$$Q_{\text{incidente}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 = \left(\frac{(T_{\text{abs}} - T_{\text{cielo}})}{(R_1 + R_4)} + \frac{(T_{\text{abs}} - T_{\text{amb}})}{(R_1 + R_5)} \right) + \frac{(T_{\text{abs}} - T'_{\text{agua}})}{R_2} + \frac{(T_{\text{abs}} - T'_{\text{amb}})}{R_3}$$

$$Q_{\text{pérdidas}_{\text{colector}}} = Q_1 + Q_3 = \left(\frac{(T_{\text{abs}} - T_{\text{cielo}})}{(R_1 + R_4)} + \frac{(T_{\text{abs}} - T_{\text{amb}})}{(R_1 + R_5)} \right) + \frac{(T_{\text{abs}} - T'_{\text{amb}})}{R_3}$$

9.3.1.1.2 CÁLCULO DE RESISTENCIAS

o Resistencia térmica de convección exterior sobre la cubierta con el viento

La parte superior del colector sufre pérdidas de calor debido a la convección forzada que ejerce el viento que circula por encima de las baterías de colectores.

El número de Reynolds permite definir el movimiento como turbulento o laminar y, en consecuencia, el empleo de una determinada correlación para el número de Nusselt, implica identificar la longitud característica del movimiento, L :

$$\text{Re}_L = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\mu}$$

En el caso de Oviedo, ciudad muy cercana a la costa cantábrica, el viento predominante existente es perpendicular a la costa. Como el edificio se orienta al sur, se considera entonces que la dirección del viento es de norte a sur. La colocación de los colectores, para conseguir el mayor aprovechamiento de cubierta y poder además extrapolar los resultados experimentales de la instalación UC3M, implica el contacto de su lado más largo (longitud) con la cubierta, tumbándolos primero y levantándolos a continuación hasta la inclinación adecuada. Por tanto, la longitud característica del campo fluido es la correspondiente al ancho del colectores que se levanta sobre la cubierta, esto es, $L = 1,239m$.

Se utiliza una velocidad que, efectivamente, responde a la velocidad del viento recogida en una determinada estación meteorológica situada en la localidad de Oviedo, aunque recuerdese que esta velocidad no es, ni siquiera en valor promedio, la velocidad del viento en contacto con los colectores solares, tan sólo es la velocidad del viento en las proximidades de la instalación meteorológica, si bien por cercanía se pueden atribuir sus características ventosas:

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	AÑO
Vel (m/s)	8,5	7,4	6,7	6,9	5,9	5,6	5,7	6,2	6,1	6,4	9,6	6,8	6,8

Tabla 6: Velocidad diaria media mensual del viento en Oviedo en 2009. Fuente: <http://clima.meteored.com>.

De igual modo que el viento experimenta grandes cambios a lo largo de los meses, con la temperatura pasa algo similar, por tanto, las propiedades del aire cambian mensualmente y, por ende, el coeficiente de flujo convectivo y la resistencia de convección del aire.

El número de Prandtl se calcula como:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{K}$$

Donde:

c_p : calor específico del aire (J/kg·K).

μ : viscosidad dinámica del aire (N·s/m²).

K : conductividad térmica del aire (W/m·K).

Las propiedades del aire en las cercanías del colector de acuerdo a la temperatura ambiente y la velocidad del viento registrada son:

Mes	T (°C)	ρ (kg/m ³)	$\mu \cdot 10^6$ (N·s/m ²)	c_p (kJ/kg·K)	$k_{\text{aire}} \cdot 10^3$ (W/m·K)	v (km/h)	Pr	Re
Ene	8,0	1,260	17,60	1,006	24,20	8,5	0,732	209.433
Feb	8,8	1,250	17,70	1,006	24,30	7,4	0,733	179.861
Mar	10,0	1,247	17,78	1,006	24,39	6,7	0,733	161.725
Abr	10,6	1,240	17,85	1,0065	24,45	6,9	0,735	164.969
May	13,3	1,230	17,92	1,007	24,60	5,9	0,734	139.376
Jun	16,1	1,220	18,10	1,007	24,90	5,6	0,732	129.909
Jul	18,3	1,210	18,18	1,007	25,05	5,7	0,731	130.568
Ago	18,7	1,208	18,22	1,007	25,10	6,2	0,731	141.475
Sep	17,3	1,215	18,14	1,007	25,00	6,1	0,731	140.617
Oct	14,0	1,225	18,00	1,007	24,75	6,4	0,732	149.904
Nov	10,8	1,238	17,88	1,006	24,50	9,6	0,734	228.767
Dic	9,0	1,251	17,72	1,006	24,32	6,8	0,733	165.223

Tabla 7: Propiedades mensuales del aire con la temperatura. Fuente: Incropera, F.P. y Dewitt, D.P.

El modelo facilitado por el departamento para el flujo cruzado propone la siguiente correlación para la parte superior del panel:

$$Nu = 3,846 \cdot Re^{0,325} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

Se puede calcular el coeficiente de convección empírico despejando:

$$Nu = \frac{h \cdot L}{K} \Rightarrow h_{ext} = \frac{Nu \cdot K_{aire}}{L}$$

La resistencia convectiva se calcula entonces como:

$$R_{conv,ext} = \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{col}}$$

Donde:

h_{ext} : coeficiente de convección con el viento exterior al panel ($W/m^2 \cdot K$).

A_{col} : área total de captación (m^2).

El área total de la superficie de colectores se calcula como el área total de un colector por el conjunto de colectores del campo de captación:

$$A_{col} = n^{\circ} \text{ colectores} \cdot A_T = 80 \cdot 2,57 m^2 = 205,6 m^2$$

Finalmente, operando mes a mes se obtiene:

Mes	Pr	Re	Nu	h_e ($W/m^2 K$)	$R_{conv,ext}$ (K/W)
Ene	0,732	209.433	186	3,630	0,0013400
Feb	0,733	179.861	177	3,470	0,0014015
Mar	0,733	161.725	171	3,366	0,0014450
Abr	0,735	164.969	172	3,398	0,0014312
May	0,734	139.376	163	3,235	0,0015035
Jun	0,732	129.909	159	3,198	0,0015208
Jul	0,731	130.568	159	3,221	0,0015100
Ago	0,731	141.475	164	3,313	0,0014681
Sep	0,731	140.617	163	3,293	0,0014771
Oct	0,732	149.904	167	3,331	0,0014602
Nov	0,734	228.767	191	3,786	0,0012847
Dic	0,733	165.223	172	3,379	0,0014394

Tabla 8: Tabla resumen valores mensuales de los números adimensionales, coeficiente convectivo y resistencia de convección exterior.

Para obtener un valor promedio anual, se puede hacer la media de las resistencias térmicas obtenidas para los distintos meses:

$$R_{conv,ext} = 1,44 \cdot 10^{-3} \frac{K}{W}$$

o Resistencia térmica de radiación exterior entre la cubierta de vidrio y el cielo

La resistencia de radiación se calcula, en base al modelo empleado, de acuerdo con la expresión:

$$R_{rad,ext} = \frac{1}{\epsilon_{cristal_exterior} \cdot \sigma \cdot A_{col} \cdot \left[(T_{cubierta_exterior})^2 + (T_{cielo})^2 \right] \cdot (T_{cubierta_exterior} + T_{cielo})}$$

Donde:

$\varepsilon_{cristal_exterior}$: coeficiente de emisividad de la parte exterior del cristal de la cubierta de vidrio.

σ : constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$.

A_{col} : área total de captación (m^2).

$T_{cubierta_exterior}$: temperatura de la parte exterior del cristal de la cubierta de vidrio (K).

T_{cielo} : temperatura de cielo (K).

Aunque la ficha técnica facilitada por el fabricante del colector no informa acerca de la emisividad de la cubierta, se toma como dato adicional $\varepsilon_{cristal} = 0,1$, mientras que el área total de la misma es igual a $2,57 \text{ m}^2$ como ya se ha visto en numerosas ocasiones.

La temperatura efectiva de cielo es una temperatura que, de alguna manera, refleja la temperatura de la bóveda celeste y caracteriza la transferencia por radiación de una determinada superficie en la superficie terrestre. Representa la temperatura a la que se encontraría un cuerpo negro que estuviera radiando la irradiación que llega a la superficie terrestre. Efectivamente esta temperatura oscila mucho a lo largo del año, y también dentro de un determinado día, pudiendo alcanzar valores superiores a 100°C sobre y bajo cero. Consultando la bibliografía URSULA EICKER, “*Solar Technologies for Buildings*”, Wiley 2003, Pág. 88 Ecuación (3.75), donde se hace una aproximación de la fórmula de Swinbank, se descubre una correlación para la temperatura de cielo,

$$T_{cielo} = 0,037536 \cdot T_{amb}^{1,5} + 0,32T_{amb}$$

Su valor medio anual es aproximadamente igual a $T_{cielo} = -15,5^\circ\text{C}$. No obstante, si consideramos únicamente las horas de día se tiene que $T_{cielo} \approx 15^\circ\text{C}$, que se supone constante a lo largo del año.

La temperatura exterior de la cubierta, $T_{cubierta_exterior}$, es a priori desconocida y cambiante a lo largo del día. A medida que avanza la mañana el colector se va calentando hasta alcanzar una temperatura máxima, momento en el que comienza a ceder por radiación y convección, enfriándose paulatinamente a lo largo de la tarde. Se trata por tanto de una magnitud que es necesario estimar, aunque parece razonable utilizar una temperatura media ligeramente superior a la temperatura ambiente. Muchos autores consideran $T_{cubierta_exterior} \approx 1,02 \cdot T_0$, en grados Kelvin, en cualquier caso nunca superior a 10°C superior a la temperatura ambiente. Se toma la correlación proporcionada por el departamento:

$$T_{cubierta_exterior} = T_{amb} + 10 \cdot K$$

Por tanto:

Mes	T _{cubierta_ext} (K)	T _{cielo} (K)	R _{rad,ext} (K/W)
Ene	291,0	266,7	0,00987
Feb	291,8	267,7	0,00978
Mar	293	269,3	0,00963
Abr	293,6	270,0	0,00957
May	296,3	273,5	0,00926
Jun	299,1	277,0	0,00896
Jul	301,3	279,8	0,00873
Ago	301,7	280,3	0,00869
Sep	300,3	278,6	0,00883
Oct	297	274,3	0,00918
Nov	293,8	270,3	0,00954
Dic	292,0	268,0	0,00975

Tabla 9: Tabla resumen valores mensuales de los números adimensionales, el coeficiente convectivo y la resistencia de radiación exterior.

En promedio anual, se tiene la siguiente resistencia de radiación exterior, considerando una temperatura ambiente y de cielo diarias medias mensuales igual a 12,91°C y 15°C respectivamente:

$$R_{rad,ext} = \frac{1}{0,1 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \cdot 205,6 m^2 \cdot [(285,91)^2 + (273)^2] K^2 \cdot (285,91 + 273) K} = 1,16 \cdot 10^{-3} \frac{K}{W}$$

o Resistencia térmica de conducción de la cubierta de vidrio

La resistencia conductiva de la cubierta de vidrio se calcula como:

$$R_{cond,cubierta} = \frac{e_{cubierta}}{K_{vidrio} \cdot A_{col}}$$

Donde:

$e_{cubierta}$: espesor del cristal de la cubierta de vidrio (m).

K_{vidrio} : coeficiente de conducción del vidrio solar transparente, endurecido y templado de bajo contenido en hierro (W/mK).

A_{col} : área total de captación (m²).

Consultando las especificaciones técnicas que proporciona el fabricante del colector elegido, se puede calcular con exactitud esta resistencia:

$$R_{cond, cubierta} = \frac{3,2mm \cdot 10^{-3} \frac{m}{mm}}{0,053 \cdot \frac{W}{m \cdot K} \cdot 205,6m^2} = 2,94 \cdot 10^{-4} \frac{K}{W}$$

o **Resistencia térmica de convección del aire interior de la cámara de aire**

Entre la placa absorbadora y la cubierta de vidrio se crea una cámara de aire que evita el vacío y permite el movimiento de las moléculas de aire contenidas en su interior, favoreciendo la convección libre. La convección natural del aire interior se asemeja al flujo en una cavidad rectangular inclinada, que se puede caracterizar con el número de Rayleigh:

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr_L$$

La aparición en escena del número de Grashof y del número Prandtl implica el cálculo previo de las propiedades del aire contenido en la cámara de aire:

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta_{aire} \cdot L^3 \cdot (T_{aire_interior} - T_{cubierta_interior})}{\nu_{aire}^2}$$

Donde:

g : aceleración de la gravedad = $9,81 \text{ m/s}^2$.

β_{aire} : coeficiente volumétrico de expansión térmica ($1/K$).

L : espesor de la cámara de aire (m).

$T_{aire_interior}$: temperatura del aire interior contenido en la cámara (K).

$T_{cubierta_interior}$: temperatura de la parte exterior del cristal de la cubierta de vidrio (K).

ν_{aire} : viscosidad cinemática del aire (m^2/s).

El coeficiente de expansión se calcula como: $\beta_{aire} = \frac{1}{T_f} \approx \frac{1}{\frac{T_{aire_interior} + T_{cubierta_interior}}{2}}$

Un razonamiento basado en el hecho de que la temperatura en un punto cualquiera del interior de los captadores responde a la temperatura media de los componentes límite entre los que se encuentra se ajusta muy bien a la realidad, por lo tanto, teniendo en cuenta una temperatura aproximadamente constante de la placa absorbadora de $T_{placa} = 70^\circ C = 343K$:

$$T_{cámara_aire} \approx \frac{T_0 + T_{abs}}{2}$$

$$T_{cubierta_interior} \approx \frac{T_{cubierta_exterior} + T_{cámara_aire}}{2}$$

De acuerdo con el fabricante, el espesor de la cámara de aire es igual a $L = 20mm$.

Mientras que el número de Prandtl $Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{K}$

En función del valor de las temperaturas implicadas, las propiedades del aire interior de la cámara experimentan oscilaciones mensuales:

Mes	$T_{\text{aire_interior}}$ (°C)	$T_{\text{cubierta_interior}}$ (°C)	$\mu \cdot 10^6$ (N's/m ²)	c_p (kJ/kg·K)	$k_{\text{aire}} \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\nu \cdot 10^6$ (l)	β_{aire} (K ⁻¹)	Pr	Gr
Ene	175,5	231,06	19,18	1,007	26,62	17,17	0,00327	0,726	11051
Feb	175,9	231,668	19,18	1,007	26,62	17,17	0,00327	0,726	10852
Mar	176,5	232,58	19,18	1,007	26,62	17,17	0,00326	0,726	10555
Abr	176,8	233,036	19,18	1,007	26,62	17,17	0,00325	0,726	10406
May	178,15	235,088	19,26	1,007	26,73	17,30	0,00324	0,726	9595
Jun	179,55	237,216	19,35	1,007	26,82	17,35	0,00322	0,727	8875
Jul	180,65	238,888	19,39	1,007	26,9	17,37	0,00320	0,726	8339
Ago	180,85	239,192	19,39	1,007	26,9	17,37	0,00320	0,726	8245
Sep	180,15	238,128	19,35	1,007	26,82	17,35	0,00321	0,727	8593
Oct	178,5	235,62	19,32	1,007	26,78	17,34	0,00323	0,726	9385
Nov	176,9	233,188	19,18	1,007	26,62	17,17	0,00325	0,726	10357
Dic	176	231,82	19,18	1,007	26,62	17,17	0,00326	0,726	10802

Tabla 10: Propiedades mensuales del aire interior contenido en la cámara con la temperatura.

La correlación empírica que valora el modelo es:

$$Nu_L = 4,328 \cdot 10^{-10} \cdot (Ra_L)^2 - 1,478 \cdot 10^{-6} \cdot Ra_L + 1,001$$

Se puede calcular el coeficiente de convección empírico despejando:

$$Nu_L = \frac{h \cdot L}{K} \Rightarrow h_{\text{cam_aire}} = \frac{Nu_L \cdot K_{\text{aire_interior}}}{L}$$

La resistencia convectiva se calcula como:

$$R_{\text{conv,cam_aire}} = \frac{1}{h_{\text{cam_aire}} \cdot A_{\text{col}}}$$

Donde:

$h_{\text{conv_aire}}$: coeficiente de convección del aire en el interior de la cámara (W/m²·K).

A_{col} : área de captación total (m²).

Operando mes a mes se obtiene:

Mes	Pr	Gr	Ra	Nu	h_{cam_aire} (W/m ² K)	R_{conv,cam_aire} (K/W)
Ene	0,726	11051	8018	1,017	1,354	0,00359
Feb	0,726	10852	7874	1,016	1,353	0,00362
Mar	0,726	10555	7658	1,015	1,351	0,00362
Abr	0,726	10406	7550	1,015	1,350	0,00362
May	0,726	9595	6962	1,012	1,352	0,00362
Jun	0,727	8875	6448	1,009	1,354	0,00361
Jul	0,726	8339	6053	1,008	1,356	0,00360
Ago	0,726	8245	5985	1,008	1,355	0,00360
Sep	0,727	8593	6243	1,009	1,353	0,00361
Oct	0,726	9385	6818	1,011	1,354	0,00361
Nov	0,726	10357	7515	1,014	1,350	0,00362
Dic	0,726	10802	7838	1,016	1,352	0,00360

Tabla 11: Tabla resumen valores mensuales de los números adimensionales, coeficiente convectivo y resistencia de convección del aire interior de la cámara.

Si se hace la media de las resistencias térmicas obtenidas para los distintos meses:

$$R_{conv,cam_aire} = 3,61 \cdot 10^{-3} \frac{K}{W}$$

o Resistencia térmica de radiación del aire interior de la cámara de aire

La resistencia de radiación entre el absorbedor y el cristal de la cubierta del colector se define, en base al modelo empleado, de acuerdo con la siguiente expresión:

$$R_{rad,int} = \frac{\epsilon_{cristal_interior} + \epsilon_{placa} - (\epsilon_{cristal_interior} \cdot \epsilon_{placa})}{\epsilon_{cristal_interior} \cdot \epsilon_{placa} \cdot \sigma \cdot A_{col} \cdot \left[(T_{placa})^2 + (T_{cubierta_interior})^2 \right] \cdot (T_{placa} + T_{cubierta_interior})}$$

Donde:

$\epsilon_{cristal_interior}$: coeficiente de emisividad de la parte interior del cristal de la cubierta de vidrio.

ϵ_{placa} : coeficiente de emisividad de la placa absorbadora.

σ : constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$.

A_{col} : área total de captación (m²).

T_{placa} : temperatura de la placa absorbadora (K).

$T_{cubierta_interior}$: temperatura de la parte interior del cristal de la cubierta de vidrio (K).

De acuerdo con el fabricante, de la placa absorbadora es $\epsilon_{cristal_interior} = 0,05$, mientras que como dato adicional se toma que la emisividad de la parte interior de la cubierta es igual a $\epsilon_{cristal_interior} = 0,18$

Teniendo en cuenta que la temperatura del vidrio de la parte interior de la cubierta es igual a la media entre la temperatura de la parte superior del vidrio y la temperatura del aire en el interior de la cámara, y la temperatura de la placa se considera aproximadamente igual a 70°C y constante para todo el año:

Mes	T_{placa} (K)	$T_{cubierta_interior}$ (K)	$R_{rad,int}$ (K/W)
Ene	343	299,31	0,0155
Feb	343	299,92	0,0156
Mar	343	300,83	0,0156
Abr	343	301,29	0,0155
May	343	303,34	0,0154
Jun	343	305,47	0,0153
Jul	343	307,14	0,0151
Ago	343	307,44	0,0151
Sep	343	306,38	0,0152
Oct	343	303,87	0,0154
Nov	343	301,44	0,0155
Dic	343	300,07	0,0158

Tabla 12: Tabla resumen valores mensuales de los números adimensionales, coeficiente convectivo y resistencia de radiación interior.

Operando para temperaturas medias anuales se tiene:

$$R_{rad,int} = \frac{0,18 + 0,05 - (0,18 \cdot 0,05)}{0,18 \cdot 0,05 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{W}{m^2 K} 205,6 m^2 \cdot [(343)^2 + (234,79)^2] K^2 \cdot (343 + 234,79) K} = 1,54 \cdot 10^{-2} \frac{K}{W}$$

o Resistencia de conducción del aislamiento

La resistencia conductiva del aislamiento colocado debajo del absorbedor se calcula como:

$$R_{cond,aisl} = \frac{e_{aisl}}{K_{aisl} \cdot A_{col}}$$

Donde:

e_{aisl} : espesor del aislamiento del colector (m).

K_{aisl} : coeficiente de conducción del aislamiento (W/m·K).

A_{col} : área total de captación (m²).

Particularmente, el colector Sonnenkraft está formado por una capa aislante de lana de roca libre de efectos de gasificación de espesor de 50mm. Su conductividad térmica es de 0,045W/m·K, desconociendo su variación con la temperatura exterior. La resistencia de aislamiento a lo largo del año resulta:

$$R_{cond, aisl} = \frac{50mm \cdot 10^{-3} \frac{m}{mm}}{0,045 \cdot \frac{W}{m \cdot K} \cdot 205,6m^2} = 5,40 \cdot 10^{-3} \frac{K}{W}$$

o **Resistencia de conducción de la caja**

La resistencia conductiva de la caja se calcula como:

$$R_{cond, caja} = \frac{e_{caja}}{K_{caja} \cdot A_{col}}$$

Donde:

e_{caja} : espesor de la caja del colector (m).

K_{caja} : coeficiente de conducción de la caja del colector (W/m·K).

A_{col} : área total de captación (m²).

Con marco de doble perfil de aluminio anodizado según la gama RAL 9007, fondo realizado en cuba de aluminio embutida de espesor de 0,8 mm y material de sellado en junta de EPDM con un espesor total de 90 mm, tomando la conductividad del aluminio anodizado aproximadamente constante, se puede considerar a lo largo del año una resistencia de conducción de la caja igual a:

$$R_{cond, caja} = \frac{82mm \cdot 10^{-3} \frac{m}{mm}}{205 \cdot \frac{W}{m \cdot K} \cdot 205,6m^2} = 1,94 \cdot 10^{-6} \frac{K}{W}$$

o **Resistencia térmica de convección exterior con el viento por la parte posterior del captador**

La parte posterior del colector sufrirá pérdidas de calor debido a la convección forzada que ejerce el viento que circula entre las baterías de captadores y la cubierta del edificio.

Aunque no es rigurosamente cierto, se toman las propiedades del viento exterior existentes en la parte anterior del captador puesto que no se dispone de datos de temperatura que puedan ayudar a definir las propiedades del viento entre el captador y la cubierta, aunque es de esperar que aparezcan estelas y algunos otros fenómenos que induzcan una temperatura superior a la del ambiente. Así mismo, se adopta como longitud característica del campo fluido la correspondiente al ancho del colectores que se levanta sobre la cubierta, esto es, $L = 1,239m$. Por lo tanto:

Mes	T (°C)	ρ (kg/m ³)	$\mu \cdot 10^6$ (N·s/m ²)	c_p (kJ/kg·K)	$k_{aire} \cdot 10^3$ (W/m·K)	v (km/h)	Pr	Re
Ene	8,0	1,260	17,60	1,006	24,20	8,5	0,732	209.433
Feb	8,8	1,250	17,70	1,006	24,30	7,4	0,733	179.861
Mar	10,0	1,247	17,78	1,006	24,39	6,7	0,733	161.725
Abr	10,6	1,240	17,85	1,0065	24,45	6,9	0,735	164.969
May	13,3	1,230	17,92	1,007	24,60	5,9	0,734	139.376
Jun	16,1	1,220	18,10	1,007	24,90	5,6	0,732	129.909
Jul	18,3	1,210	18,18	1,007	25,05	5,7	0,731	130.568
Ago	18,7	1,208	18,22	1,007	25,10	6,2	0,731	141.475
Sep	17,3	1,215	18,14	1,007	25,00	6,1	0,731	140.617
Oct	14,0	1,225	18,00	1,007	24,75	6,4	0,732	149.904
Nov	10,8	1,238	17,88	1,006	24,50	9,6	0,734	228.767
Dic	9,0	1,251	17,72	1,006	24,32	6,8	0,733	165.223

Tabla 13: Propiedades mensuales del aire con la temperatura. Fuente: Incropera, F.P. y Dewitt, D.P.

Para la parte posterior del captador se ha encontrado la siguiente correlación de flujo forzado para el número de Nusselt:

$$Nu = 0,135 \cdot Re^{0,709} \cdot Pr^{1/3}$$

Se puede calcular el coeficiente de convección empírico despejando:

$$Nu_L = \frac{h \cdot L}{K} \Rightarrow h_{viento} = \frac{Nu_L \cdot K_{aire}}{L}$$

La resistencia convectiva se calcula como: $R_{conv,viento} = \frac{1}{h_{viento} \cdot A_{col}}$

Finalmente, operando mes a mes se obtiene:

Mes	Pr	Re	Nu	h_e (W/m ² ·K)	$R_{conv,ext}$ (K/W)
Ene	0,732	209.433	721	14,076	0,000346
Feb	0,733	179.861	647	12,694	0,000383
Mar	0,733	161.725	600	11,820	0,000412
Abr	0,735	164.969	609	12,025	0,000404
May	0,734	139.376	540	10,729	0,000453
Jun	0,732	129.909	514	10,324	0,000471
Jul	0,731	130.568	515	10,418	0,000467
Ago	0,731	141.475	546	11,051	0,000440
Sep	0,731	140.617	543	10,958	0,000444
Oct	0,732	149.904	569	11,361	0,000428
Nov	0,734	228.767	768	15,188	0,000320
Dic	0,733	165.223	610	11,964	0,000407

Tabla 14: Tabla resumen valores mensuales de los números adimensionales, coeficiente convectivo y resistencia de convección exterior.

Si se hace la media de las resistencias térmicas obtenidas para los distintos meses:

$$R_{conv,viento} = 4,15 \cdot 10^{-4} \frac{K}{W}$$

9.3.1.1.3 PÉRDIDAS TOTALES EN LOS COLECTORES

Si se recuerda, el balance de energía en el colector es el siguiente:

$$Q_{incidente} = Q_{útil} + Q_{pérdidas_sup} + Q_{pérdidas_inf}$$

Una vez determinadas las distintas resistencias térmicas correspondientes a los distintos componentes del colector, se realiza el cómputo de las pérdidas de calor en el conjunto del colector, $Q_{pérdidas_colector}$. Fíjese que la diferencia de temperatura para cada una de las tres ramas de calor, que en realidad son cuatro, es distinta en cada caso y, por lo tanto no tiene sentido calcular una resistencia térmica equivalente, de forma que se calcula la pérdida de calor como la suma de las ramas de pérdida, en base a las resistencias térmicas calculadas. Empleando la nomenclatura del esquema de resistencias térmicas que modelizar la transferencia en el colector:

$$Q_{pérdidas_colector} = Q_1 + Q_3 = \left(\frac{(T_{abs} - T_{cielo})}{(R_1 + R_4)} + \frac{(T_{abs} - T_{amb})}{(R_1 + R_5)} \right) + \frac{(T_{abs} - T'_{amb})}{R_3}$$

Mes	R ₁ (K/W)	R ₃ (K/W)	R ₄ (K/W)	R ₅ (K/W)	Q ₁ (W)	Q ₃ (W)	Q _{COLECTOR} (W)
Ene	0,0037	0,0057	0,0011	0,0013	23.733,15	9.916,27	33.649,42
Feb	0,0037	0,0058	0,0011	0,0014	23.424,93	9.714,56	33.139,49
Mar	0,0037	0,0058	0,0011	0,0014	23.120,98	9.459,71	32.580,69
Abr	0,0037	0,0058	0,0010	0,0014	23.049,87	9.369,41	32.419,28
May	0,0037	0,0059	0,0010	0,0015	22.390,80	8.829,86	31.220,67
Jun	0,0037	0,0059	0,0010	0,0015	21.863,58	8.326,05	30.189,64
Jul	0,0037	0,0059	0,0010	0,0015	21.492,82	7.956,89	29.449,71
Ago	0,0037	0,0058	0,0010	0,0015	21.504,58	7.925,19	29.429,77
Sep	0,0037	0,0058	0,0010	0,0015	21.746,76	8.159,24	29.906,01
Oct	0,0037	0,0058	0,0010	0,0015	22.362,64	8.747,66	31.110,30
Nov	0,0037	0,0057	0,0010	0,0013	23.327,44	9.472,00	32.799,44
Dic	0,0037	0,0058	0,0011	0,0014	23.303,43	9.640,00	32.943,43
Total	0,0447	0,0698	0,0124	0,0173	271.321,01	107.516,85	378.837,85
Media	0,0037	0,0058	0,0010	0,0014	22.610,08	8.959,74	31.569,82

Tabla 15: Tabla resumen de los valores mensuales de las resistencias térmicas y pérdidas de calor en el colector solar.

Efectivamente, la resistencia térmica por la parte superior del captador es inferior a la de la parte inferior, y por esa zona se produce la mayor parte de las pérdidas de calor en el mismo. En la parte inferior, la colocación del aislamiento supone una resistencia muy

elevada que permite reducir las pérdidas. No obstante, se ha considerado la pérdida total suma de la pérdida por la parte superior y la parte inferior.

9.3.1.2 PÉRDIDAS EN TUBERÍAS DEL CIRCUITO PRIMARIO

El circuito hidráulico primario lo conforman todas aquellas tuberías que se encargan de llevar el fluido caloportador desde los colectores hasta el intercambiador de calor y, una vez producida la transferencia de calor, recogerlo y devolverlo nuevamente a los colectores. En la siguiente figura se puede apreciar una sección transversal de las tuberías del circuito primario:

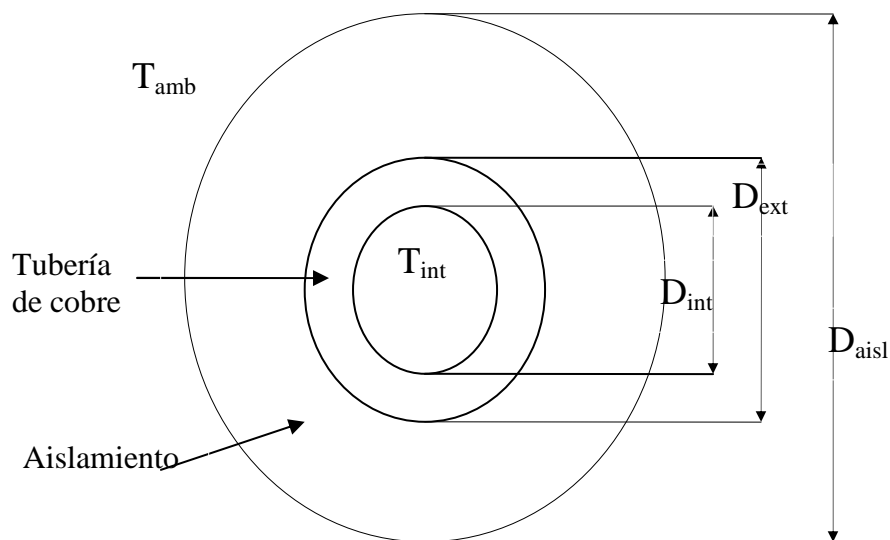


Figura 9: Sección transversal de las tuberías del circuito primario.

El CTE recomienda cobre o acero inoxidable para la instalación primaria. En el caso del cobre, se trata de un material barato, fácil de trabajar, con gran pérdida de carga y gran resistencia a la corrosión, resultando óptimo excepto para grandes diámetros (>5cm) porque el precio de los accesorios se dispara.

Habitualmente se distingue entre las tuberías que transportan el fluido a alta temperatura hacia el intercambiador y las que conducen el fluido a temperatura inferior a su regreso a la batería de colectores. A este respecto, el RITE establece que todas las tuberías que contengan fluidos a temperatura superior a 40°C y que discurran por el exterior de los edificios deben contar con aislamiento térmico.

Las conexiones de los captadores tienen un diámetro de 1", es decir, 26 mm, y presentan un mecanismo de apriete que sujeta las tuberías que hay en su interior, por ello el diámetro exterior de la tubería a utilizar, tanto a la entrada como a la salida de captadores, no puede superar los 26 mm.



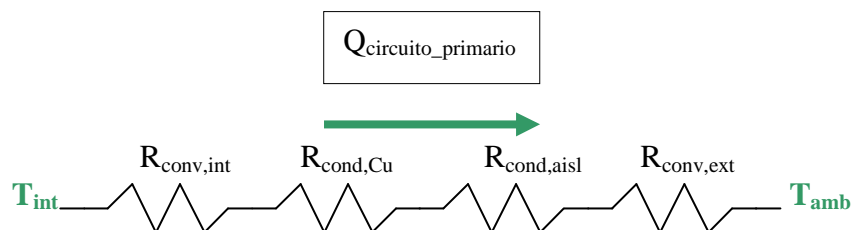
Figura 10: Sección transversal de las tuberías del circuito primario.

La longitud total del circuito primario no es fácil de determinar, puesto que no se tienen los conocimientos necesarios para desarrollar el trazado de tubería y delinear el circuito hidráulico con un alto nivel de detalle. Fijándose en el esquema de conexión de la instalación de colectores que se hace posteriormente y suponiendo que el intercambiador de calor se sitúa en la sala de calor destinada a la instalación de los acumuladores en la planta baja del edificio, acortando el recorrido para reducir al máximo las pérdidas de carga y calor, se puede decir en primera aproximación que la longitud de tubería es aproximadamente de unos 350 metros.

Se emplea un circuito de tuberías rígidas de cobre con sus correspondientes accesorios de la marca YNSTALIA.

Desde el interior de la tubería hasta el ambiente se tiene el siguiente esquema de resistencias térmicas:

- Resistencia térmica de convección interior del fluido caloportador.
- Resistencia térmica de conducción de la tubería.
- Resistencia térmica de conducción del aislamiento.
- Resistencia térmica de convección exterior con el viento.



9.3.1.2.1 CÁLCULO DE RESISTENCIAS

o Resistencia térmica de convección interior del fluido caloportador

Para determinar el régimen de circulación del fluido se calcula el número de Reynolds asociado a la longitud característica del movimiento, en este caso, el diámetro interior de la tubería.

$$Re_{D_{int}} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_{int}}{\mu}$$

Donde:

ρ : densidad del fluido caloportador (kg/m³).

v : velocidad del fluido a través del circuito primario (m/s).

μ : viscosidad dinámica del fluido caloportador (Ns/m²).

D_{int} : diámetro interior de la tubería (m).

La velocidad interior del fluido a través de la tubería se puede calcular a partir del caudal:

$$Q = u \cdot A = u \cdot \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow u = \frac{Q \cdot 4}{\pi D^2}$$

El caudal másico circulante por el circuito primario es el calculado, correspondiente a un campo de 80 colectores en paralelo, e igual a 1,765 kg/s, y exige el empleo de una tubería de diámetro exterior igual a 52mm.

En promedio, $Re_{D_{int}} < 2300$, como el régimen del fluido a través del circuito primario es laminar, la correlación para flujo cilíndrico interior correspondiente resulta $Nu_D = 3,66$. Entonces, el coeficiente de flujo convectivo se como:

$$Nu_{D_{int}} = \frac{h_{int} \cdot D_{int}}{K_{fluido}} \Rightarrow h_{int} = \frac{Nu_{D_{int}} \cdot K_{fluido}}{D_{int}}$$

En función de la temperatura ambiente tenemos las propiedades del fluido por meses:

Mes	T (°C)	ρ (kg/m ³)	$\mu \cdot 10^6$ (N's/m ²)	U (m/s)	Re
Ene	8,0	1.033	0,0060	3,22	14.399
Feb	8,8	1.032	0,0058	3,22	14.949
Mar	10,0	1.031	0,0055	3,22	15.801
Abr	10,6	1.031	0,0053	3,22	16.239
May	13,3	1.030	0,0047	3,23	18.312
Jun	16,1	1.028	0,0042	3,23	20.641
Jul	18,3	1.027	0,0038	3,24	22.602
Ago	18,7	1.027	0,0038	3,24	22.971
Sep	17,3	1.028	0,0040	3,24	21.696
Oct	14,0	1.029	0,0046	3,23	18.877
Nov	10,8	1.031	0,0053	3,22	16.386
Dic	9,0	1.032	0,0057	3,22	15.089

Tabla 16: Propiedades mensuales del fluido caloportador con la temperatura.

La resistencia convectiva se calcula como:

$$R_{conv,int} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_i} = \frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot D_{int} \cdot L_{circ_primario}}$$

Donde:

h_{int} : coeficiente convectivo del flujo interior ($W/m^2 \cdot K$)

R_{int} : radio interior de las tuberías del circuito primario (m).

$L_{circ_primario}$: longitud total de las tuberías que conforman el circuito primario (m).

Por tanto:

Mes	Re	Nu	h_e ($W/m^2 \cdot K$)	$R_{conv,ext}$ (K/W)
Ene	14.399	236	4.000	0,00000612
Feb	14.949	240	4.064	0,00000603
Mar	15.801	245	4.160	0,00000589
Abr	16.239	248	4.208	0,00000582
May	18.312	260	4.426	0,00000553
Jun	20.641	272	4.655	0,00000526
Jul	22.602	282	4.837	0,00000506
Ago	22.971	284	4.871	0,00000503
Sep	21.696	278	4.754	0,00000515
Oct	18.877	263	4.483	0,00000546
Nov	16.386	249	4.224	0,00000580
Dic	15.089	241	4.080	0,00000600

Tabla 17: Tabla resumen valores mensuales de los números adimensionales, coeficiente convectivo y resistencia de convección interior del fluido caloportador.

En promedio se tiene el valor resistivo:

$$R_{conv,int} = \frac{1}{0,443 \frac{W}{m^2 K} \cdot \pi \cdot 26 \cdot 10^{-3} m \cdot 500 m} = 5,6 \cdot 10^{-6} \frac{K}{W}$$

o Resistencia térmica de conducción de la tubería

Considerando la geometría de revolución del tubo en cobre, la conductividad del mismo y la longitud del circuito, la resistencia de conducción se calcula como:

$$R_{cond,tubería} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{circ_primario} \cdot K_{cu}}$$

$$R_{cond,tubería} = \frac{\ln\left(\frac{52mm}{26mm}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 350 \cdot 378,65 \frac{K}{m^2 K}} = 8,32 \cdot 10^{-7} \frac{K}{W}$$

o **Resistencia térmica de conducción del aislante**

Para calcular el espesor de aislamiento se utiliza el método simplificado que permite conocer el espesor en función del diámetro exterior de la tubería y de la temperatura del fluido caloportador:

Diámetro exterior (mm)	Temperatura máxima del fluido (°C)		
	40 < T < 60	60 < T < 100	100 < T < 180
D ≤ 35	35	35	40
35 < D ≤ 60	40	40	50
60 < D ≤ 90	40	40	50
90 < D ≤ 140	40	50	60
140 < D	45	50	60

Tabla 18: Espesores mínimos de aislamiento para tuberías exteriores que transportan fluidos calientes en edificación. Fuente: RITE

El empleo de una tubería de diámetro exterior igual a 54mm, sabiendo que la temperatura de salida de los colectores oscila alrededor de los 80°C, dependiendo del mes del año, propicia según la tabla un espesor de aislamiento mínimo a utilizar en torno a 40 mm. Se toma para más seguridad $e = 45mm$.

Entonces, de manera análoga a la tubería, considerando en este caso el espesor de aislante y la conductividad térmica de un aislante a base de espuma elastomérica compuesta por caucho sintético, la resistencia conductiva del aislante se calcula resulta:

$$R_{cond,aisl} = \frac{\ln\left(\frac{D_{aisl}}{D_{ext}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{circ_primario} \cdot K_{aisl}}$$

$$R_{cond,aisl} = \frac{\ln\left(\frac{52 + 2 \cdot 40}{52}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 350 \cdot 0,038 \frac{W}{m^2 K}} = 0,021 \frac{K}{W}$$

o **Resistencia térmica de convección exterior con el viento**

Los valores del número de Reynolds varían mensualmente con motivo de la velocidad del viento, pero también de sus propiedades (ρ, μ) como consecuencia de la temperatura ambiente. No obstante, si se recuerda del cálculo de las propiedades del viento exterior para el captador, las variaciones existentes no son lo suficientemente significativas como para exigir la utilización de diferentes coeficientes en la correlación del número de Nusselt y puede asumirse unos valores medios de $C = 0,027$ y $m = 0,805$.

Re_p	C	m
0,4-4	0,989	0,330
4-40	0,911	0,385
40-4.000	0,683	0,466
4.000-40.000	0,193	0,618
40.000-400.000	0,027	0,805

Tabla: Coeficientes para la correlación del número de Nusselt de cilindro en flujo cruzado.

Utilizando la correlación de cilindro en flujo cruzado, $Nu_D = 0,027 \cdot Re_D^{0,805} \cdot Pr^{1/3}$

$$h_{ext} = \frac{Nu_D \cdot K_{aire}}{D_{aisl}} \Rightarrow R_{conv,ext} = \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{ext}} = \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \cdot D_{ext} \cdot L_{circ_primario}}$$

Operando por meses se tienen las resistencias convectivas:

Mes	Re	Nu	h_e (W/m²K)	R_{conv,ext} (K/W)
Ene	81.542	2.187	395	0,00001203
Feb	70.028	1.937	351	0,00001355
Mar	62.967	1.777	323	0,00001469
Abr	64.230	1.807	330	0,00001440
May	54.266	1.576	290	0,00001640
Jun	50.579	1.490	276	0,00001719
Jul	50.836	1.495	279	0,00001703
Ago	55.083	1.595	298	0,00001592
Sep	54.749	1.587	296	0,00001608
Oct	58.364	1.673	308	0,00001543
Nov	89.070	2.351	430	0,00001106
Dic	64.329	1.809	328	0,00001450

Tabla 19: Tabla resumen valores mensuales de los números adimensionales, coeficiente convectivo y resistencia de convección exterior con el viento.

En promedio se tiene el valor resistivo:

$$R_{conv,int} = \frac{1}{325 \frac{W}{m^2 K} \cdot \pi \cdot 132 \cdot 10^{-3} m \cdot 350 m} = 2,12 \cdot 10^{-5} \frac{K}{W}$$

9.3.1.2.1 CÁLCULO DE PÉRDIDAS EN EL CIRCUITO PRIMARIO

Se puede englobar la pérdida de calor que se produce a través de las tuberías del circuito primario de la instalación:

$$Q_{tubería} = \frac{\Delta T}{R_{eq}} = \frac{\Delta T}{R_{conv,int} + R_{cond,tub} + R_{cond,aisl} + R_{conv,ext}}$$

La diferencia de temperatura es distinta en función de si se considera la rama caliente o la rama fría del circuito térmico. Así, se tiene para los distintos meses:

- Circuito primario caliente, $\Delta T_c = T_{co} - T_{amb}$:

Mes	T _{amb}	T _{co}	R _{eq} (K/W)	Q _{circuito_primario} (W)
Ene	281	313,417	0,021020	1.542,23
Feb	281,8	319,506	0,021021	1.793,73
Mar	283	333,561	0,021022	2.405,15
Abr	283,6	328,333	0,021022	2.127,96
May	286,3	336,791	0,021023	2.401,67
Jun	289,1	338,204	0,021024	2.335,64
Jul	291,3	339,219	0,021023	2.279,31
Ago	291,7	346,24	0,021022	2.594,39
Sep	290,3	346,437	0,021023	2.670,32
Oct	287	338,572	0,021022	2.453,21
Nov	283,8	322,122	0,021018	1.823,27
Dic	282	314,284	0,021022	1.535,73

- Circuito primario frío, $\Delta T_f = T_{ci} - T_{amb}$:

Mes	T _{amb}	T _{co}	R _{eq} (K/W)	Q _{circuito_primario} (W)
Ene	281	313,417	0,021020	778,23
Feb	281,8	319,506	0,021021	881,69
Mar	283	333,561	0,021022	1175,72
Abr	283,6	328,333	0,021022	1025,61
May	286,3	336,791	0,021023	1142,40
Jun	289,1	338,204	0,021024	1090,72
Jul	291,3	339,219	0,021023	1033,99
Ago	291,7	346,24	0,021022	1202,58
Sep	290,3	346,437	0,021023	1249,42
Oct	287	338,572	0,021022	1174,90
Nov	283,8	322,122	0,021018	871,86
Dic	282	314,284	0,021022	750,74

Si se suman las pérdidas en ambos circuitos hidráulicos:

Mes	ΔT_c	ΔT_f	R_{eq_c} (K/W)	R_{eq_f} (K/W)	$Q_{\text{circuito_primario}}$ (W)
Ene	32,417	16,36	0,021020	0,021020	2.320,46
Feb	37,706	18,53	0,021021	0,021021	2.675,43
Mar	50,561	24,72	0,021022	0,021022	3.580,88
Abr	44,733	21,56	0,021022	0,021022	3.153,57
May	50,491	24,02	0,021023	0,021023	3.544,07
Jun	49,104	22,93	0,021024	0,021024	3.426,35
Jul	47,919	21,74	0,021023	0,021023	3.313,30
Ago	54,54	25,28	0,021022	0,021022	3.796,96
Sep	56,137	26,27	0,021023	0,021023	3.919,73
Oct	51,572	24,70	0,021022	0,021022	3.628,11
Nov	38,322	18,33	0,021018	0,021018	2.695,14
Dic	32,284	15,78	0,021022	0,021022	2.286,48

Tabla 20: Tabla resumen valores de la resistencia equivalente en el lado caliente y frío del circuito hidráulico y la pérdida de calor total en tuberías del circuito.

9.3.1.3 PÉRDIDAS EN EL ACUMULADOR

El tanque de almacenamiento es el depósito donde se acumula el agua caliente proveniente de los colectores y que se suministra al consumo y, por tanto, susceptible de sufrir grandes pérdidas de calor. Habitualmente, los tanques son aproximadamente cilíndricos y esbeltos, es decir, con dimensión vertical mayor que la horizontal, para aprovechar de mejor forma el espacio de la estancia en la que se encuentra ubicado y favorecer la estratificación. Los acumuladores en planta presentan el siguiente aspecto:

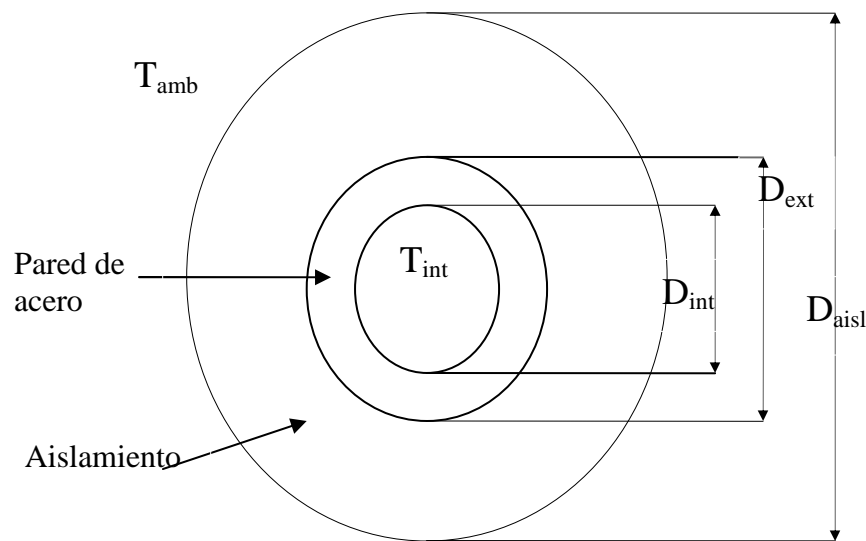
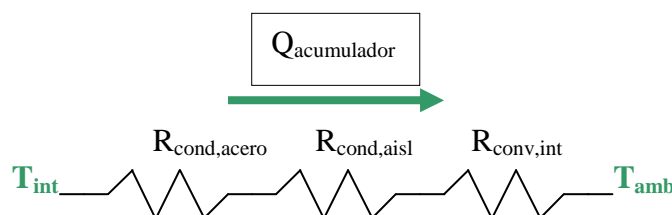


Figura 11: Sección transversal del tanque de almacenamiento.

Si bien, en el interior del tanque, el movimiento del fluido es tan reducido que puede suponerse su velocidad nula y obviar el proceso convectivo de pérdida de calor, el espacio exterior al acumulador responde a una sala de máquinas, recinto cerrado a temperatura superior a la del ambiente donde se desarrollan condiciones de convección libre, despreciándose entonces las pérdidas de calor del acumulador a través de sus tapas superior e inferior.

Luego entonces, el calor transferido por el tanque de almacenamiento al ambiente que le rodea puede modelizarse con el siguiente esquema de resistencias térmicas:



9.3.1.3.1 CÁLCULO DE RESISTENCIAS

o Resistencia térmica de conducción de la pared del acumulador

Considerando la geometría cilíndrica del tanque, fabricado típicamente en acero, la resistencia de conducción se calcula como:

$$R_{cond,tubería} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{acumulador} \cdot K_{acero}}$$

Donde:

D_{ext} : diámetro exterior del acumulador (m).

D_{int} : diámetro interior del acumulador (m).

L : longitud del cuerpo cilíndrico del acumulador (m).

K_{acero} : coeficiente de conductividad térmica del acero (W/K).

Consultando las especificaciones técnicas del tanque de almacenamiento, que se adjuntan en el anexo de este proyecto, se tienen las dimensiones del cilindro, mientras que la conductividad térmica del acero al carbono ST 372 se considera $K_{acero} = 41 \frac{W}{mK}$. De acuerdo con esto:

$$R_{cond,tubería} = \frac{\ln\left(\frac{2200mm}{2180mm}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 3,070m \cdot 41 \frac{W}{mK}} = 1,15 \cdot 10^{-5} \frac{K}{W}$$

o Resistencia térmica de conducción del aislamiento

De manera análoga al tanque, la resistencia conductiva del aislamiento se calcula resulta:

$$R_{cond,aisl} = \frac{\ln\left(\frac{D_{aisl}}{D_{ext}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{acumulador} \cdot K_{aisl}}$$

Donde:

D_{aisl} : diámetro exterior del aislante del tanque (m).

D_{int} : diámetro interior del aislante o diámetro exterior del cuerpo cilíndrico del acumulador (m).

L_{tanque} : longitud del cuerpo cilíndrico del acumulador (m).

K_{aisl} : coeficiente de conductividad térmica del aislante (m).

Para un espesor de aislamiento de 10 cm en plancha de poliuretano, si se opera se obtiene:

$$R_{cond, aisl} = \frac{\ln\left(\frac{2.300mm}{2.200mm}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 3,070m \cdot 0,026 \frac{W}{m^2 K}} = 8,86 \cdot 10^{-2} \frac{K}{W}$$

o **Resistencia térmica de convección libre del aire exterior al acumulador**

El flujo externo en paredes verticales para un cuerpo cilíndrico sometido a un proceso de convección libre puede estudiarse utilizando la correlación de Churchill y Chu, que toma como longitud característica la longitud del tanque:

$$Nu_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,378 \cdot Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(0,492 / Pr \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

Para aplicar dicha correlación, es necesario determinar las propiedades del aire contenido en la sala de máquinas donde se encuentra el tanque.

En primer lugar, se calcula el número de Grashof que expresa la relación entre las fuerzas de empuje y las fuerzas viscosas.

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta_{aire} \cdot L^3 \cdot (T_{aire} - T_{amb})}{\nu_{aire}^2}$$

Donde:

g : aceleración de la gravedad.

β_{aire} : coeficiente volumétrico de expansión térmica.

L_{tanque} : longitud del cuerpo cilíndrico del tanque.

T_{tanque_ext} : temperatura en la cara externa del aislamiento del acumulador.

T_{amb} : temperatura del aire ambiente exterior contenida en la sala de máquinas.

ν_{aire} : viscosidad cinemática del aire.

Una vez determinado el número de Grashof y el número de Pradtl, se obtiene el número de Rayleigh:

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr$$

La determinación de esta resistencia no es fácil de calcular dado el desconocimiento de un gran número de temperaturas que pone en juego la correlación a emplear. Lo cierto es que

la principal resistencia es la que ofrece el asilamiento, de lo contrario no se optaría por su utilización.

9.3.1.3.2 CÁLCULO DE PÉRDIDAS EN EL ACUMULADOR

La pérdida de calor total que se produce en el acumulador resulta entonces:

$$Q_{acumulador} = Q_{aisl} + Q_{aisl} + Q_{aisl} \approx Q_{aisl} = 8,86 \cdot 10^{-2} \frac{K}{W}$$

Considerando únicamente la oposición del acumulador al paso del calor se tiene:

$$Q_{acumulador} = \frac{\Delta T}{R_{cond,aisl}}$$

Expresando esta relación en función de la temperatura media del acumulador en los distintos meses del año:

Mes	ΔT_c	$R_{acumulador}$ (K/W)	$Q_{acumulador}$ (W)
Ene	0	$8,86 \cdot 10^{-2}$	0
Feb	2	$8,86 \cdot 10^{-2}$	17,49
Mar	7	$8,86 \cdot 10^{-2}$	78,08
Abr	5	$8,86 \cdot 10^{-2}$	58,34
May	9	$8,86 \cdot 10^{-2}$	105,30
Jun	11	$8,86 \cdot 10^{-2}$	125,65
Jul	12	$8,86 \cdot 10^{-2}$	137,00
Ago	15	$8,86 \cdot 10^{-2}$	171,03
Sep	15	$8,86 \cdot 10^{-2}$	164,26
Oct	11	$8,86 \cdot 10^{-2}$	119,54
Nov	3	$8,86 \cdot 10^{-2}$	34,89
Dic	0	$8,86 \cdot 10^{-2}$	0

Tabla 21: Tabla resumen valores de la resistencia equivalente y pérdida de calor en el acumulador.

9.3.1.4 PÉRDIDAS DE DISTRIBUCIÓN

Las pérdidas en la red de distribución del ACS dependen de:

- Longitud total del circuito terciario y de consumo.
- Longitud al aire libre.
- Grado de aislamiento de las tuberías.
- Mantenimiento del anillo de calor.

Aunque estas pérdidas pueden ser efectivamente importantes, como por ejemplo en el caso de hospitales o grandes centros de consumo con instalación centralizada de redes de calor, en el sector doméstico no suelen ser relevantes llevado a la práctica un circuito de distribución lógico, si bien aumentan con la longitud de tubería y por tanto el tamaño del edificio. En este caso se consideran despreciables en comparación con el resto de pérdidas, aunque su efecto puede fácilmente incluirse en la simulación de producción solar planteado si fuera necesario.

9.3.1.5 PÉRDIDAS TOTALES EN EL SISTEMA DE ACS

Es muy importante en los edificios multivivienda tomar en consideración y evaluar correctamente las pérdidas térmicas de la instalación completa.

Si se suman las principales pérdidas de calor que se originan en los sistemas de la instalación solar de ACS se tiene:

$$Q_{\text{perdidas_totales}} = Q_{\text{perdidas_colector}} + Q_{\text{perdidas_circuito_primario}} + Q_{\text{perdidas_acumulador}}$$

$$Q_{\text{perdidas_totales}} = \begin{pmatrix} 33.649,42 \\ 33.139,49 \\ 32.580,69 \\ 32.419,28 \\ 31.220,67 \\ 30.189,64 \\ 29.449,71 \\ 29.429,77 \\ 29.906,01 \\ 31.110,30 \\ 32.799,44 \\ 32.943,43 \end{pmatrix} W + \begin{pmatrix} 2.320,46 \\ 2.675,43 \\ 3.580,88 \\ 3.153,57 \\ 3.544,07 \\ 3.426,35 \\ 3.313,30 \\ 3.796,96 \\ 3.919,73 \\ 3.628,11 \\ 2.695,14 \\ 2.286,48 \end{pmatrix} W + \begin{pmatrix} 0,00 \\ 17,49 \\ 78,08 \\ 58,34 \\ 105,30 \\ 125,65 \\ 137,00 \\ 171,03 \\ 164,26 \\ 119,54 \\ 34,89 \\ 0,00 \end{pmatrix} W = \begin{pmatrix} 35.969,88 \\ 35.832,41 \\ 36.239,65 \\ 35.631,19 \\ 34.870,04 \\ 33.741,64 \\ 32.900,00 \\ 33.397,76 \\ 33.990,00 \\ 34.857,94 \\ 35.529,47 \\ 35.229,91 \end{pmatrix} W$$

A tenor de los resultados obtenidos, la pérdida de calor producida en los colectores es mucho más elevada que la pérdida de calor producida en el circuito primario y en el

acumulador, motivo por el cual pueden considerarse éstas últimas pérdidas despreciables frente a las existentes en los colectores:

$$Q_{perdidas_totales} \approx Q_{perdidas_colector}$$

Efectivamente, como consecuencia de que las pérdidas son proporcionales al gradiente térmico, en invierno las pérdidas son mayores que en verano. En promedio se tiene:

$$Q_{perdidas_totales} = 31.569,82W$$

9.3.1.6 RENDIMIENTO REAL DEL CAPTADOR

El cálculo de las pérdidas permite justamente determinar el rendimiento del colector, calculado en base a las condiciones reales de operación del mismo. Se permite en este punto hacer un alto en el proceso de diseño para comprobar el rendimiento real del captador.

Consideradas las pérdidas, el balance de energía en el colector, toma ahora el siguiente aspecto:

$$Q_{incidente} = Q_{util} + Q_{pérdidas} \Leftrightarrow I_T \cdot A = Q_{util} + Q_{pérdidas}$$

Manipulando esta expresión:

$$Q_{util} = I_T \cdot A - Q_{pérdidas}$$

Por otro lado, el rendimiento del captador se define como:

$$\eta = \frac{Q_{util}}{I_T \cdot A}$$

De manera que, alternativamente, se encuentra una expresión para el rendimiento en función de las pérdidas:

$$\eta = \left(\frac{I_T \cdot A - Q_{pérdidas}}{I_T \cdot A} \right) = 1 - \frac{Q_{pérdidas}}{I_T \cdot A}$$

Con los valores mensuales de pérdida se pueden tener 12 valores para el rendimiento, el correspondiente a cada uno de los meses del año:

Mes	I_T (W/m ²)	$Q_{\text{pérdidas}}$ (W)	η
Ene	250,56	25.660,88	0,347
Feb	295,26	25.285,73	0,454
Mar	368,40	24.841,39	0,570
Abr	354,04	24.692,99	0,555
May	401,58	23.738,44	0,622
Jun	393,86	22.874,99	0,627
Jul	448,14	22.243,24	0,680
Ago	439,56	22.199,90	0,674
Sep	451,25	22.603,82	0,678
Oct	410,35	23.613,58	0,631
Nov	303,36	24.911,76	0,474
Dic	252,72	25.147,50	0,366
Media	364,09	287.814,21	0,557

Tabla 22: Rendimiento mensual de los captadores solares en condiciones operativas.

El rendimiento es más alto durante los meses de verano, al producirse menos pérdidas y mayor radiación. Si se representan gráficamente estos valores frente al cociente $(T_{ci} - T_o)/I_T$, se puede tener una idea del rendimiento del captador en distintas condiciones de temperatura y radiación, esto es, se puede conocer el comportamiento del captador en un día representativo de cada uno de los meses del año:

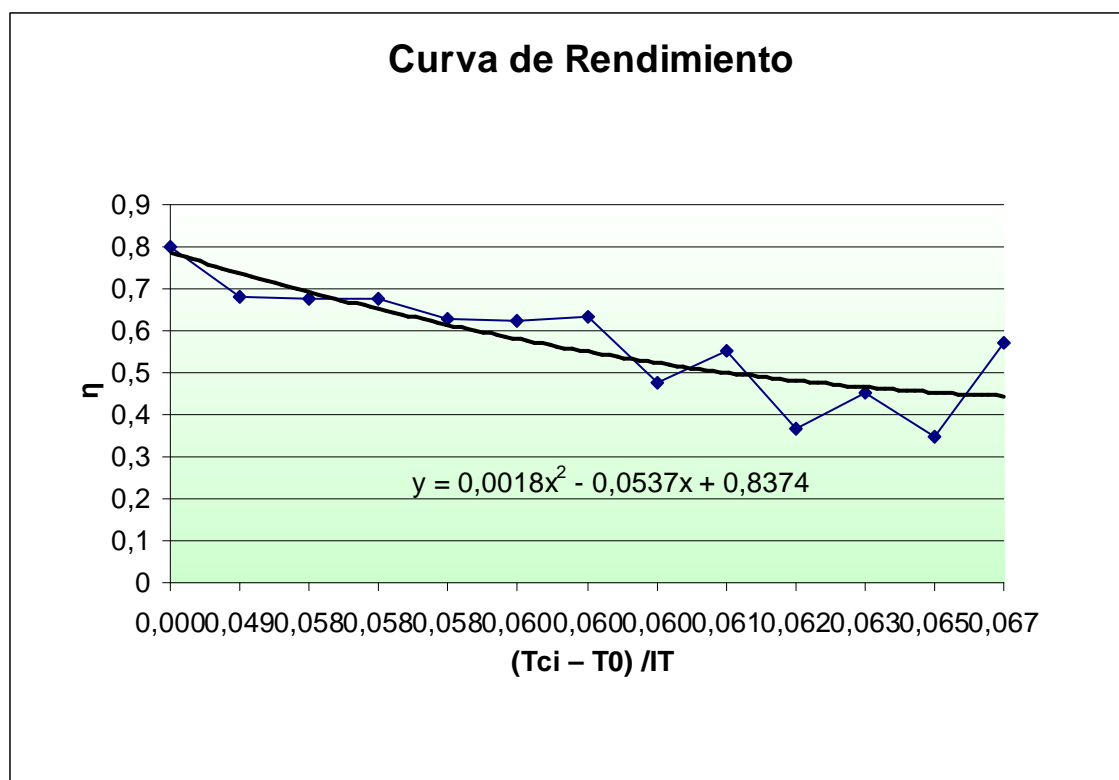


Figura 12: Rendimiento del colector en condiciones reales de operación.

Se obtiene una curva de rendimiento con ordenada en el origen igual al rendimiento óptico del captador y el ajuste parabólico que se indica con la línea de tendencia agregada, de acuerdo a nuevos coeficientes de pérdida:

$$\eta = \left(a_0 - \frac{(T_{ci} - T_0)}{I_T} \cdot a'_1 - \frac{(T_{ci} - T_0)^2}{I_T} \cdot a'_2 \right) \quad a'_1 = 0,0537 \frac{W}{m^2 \cdot K} \text{ y } a'_2 = 0,0018 \frac{W}{m^2 \cdot K^2}$$

Si se intenta superponer esta curva con la de normalización del fabricante, a diferencia del artículo elaborado por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, en donde se tiene una nube de puntos en forma de pelota por debajo de la parte central de la curva de normalización, aquí se aprecia una curva poco continua en forma de sierra que para algunos meses se encuentra ligeramente por encima de la curva de normalización y en otros por debajo, y que responde a las condiciones reales de operación donde trabaja el colector. No es fácil extrapolar el comportamiento encontrado a un registro más amplio de valores de abscisas, aunque suponiendo una distribución polinómica, se puede comprobar cómo la nueva curva queda por debajo para condiciones a la izquierda del espectro estudiado.

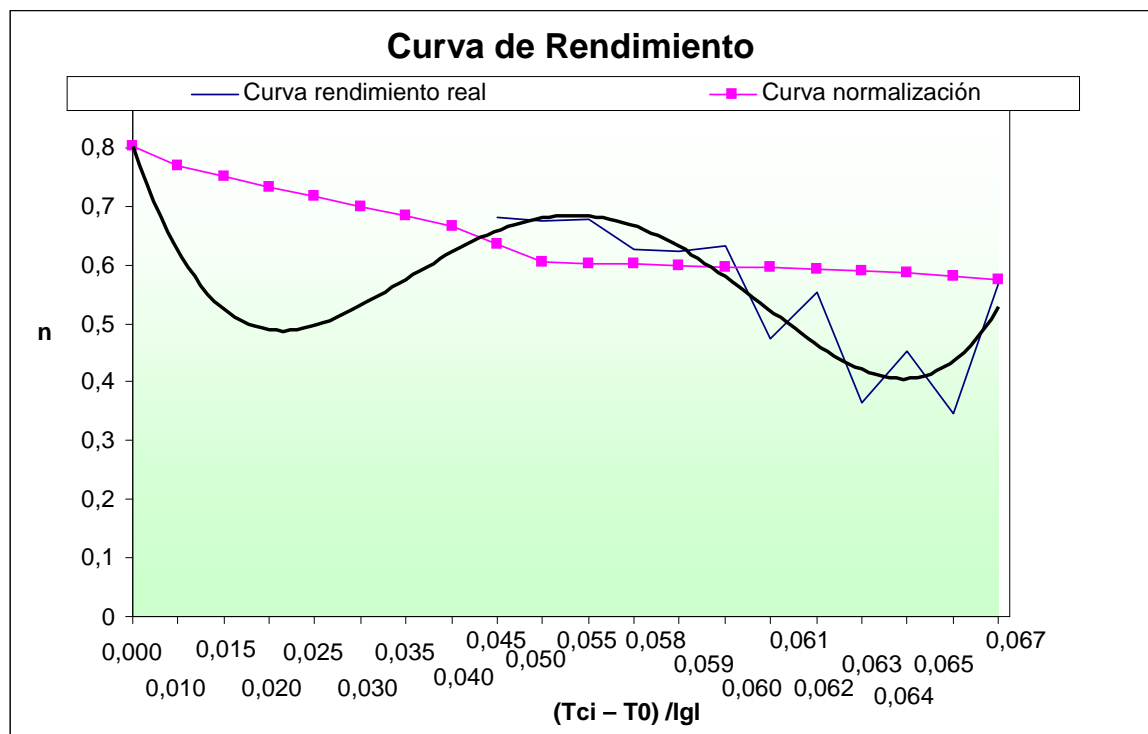


Figura 13: Rendimiento del colector en condiciones reales de operación.

Por tanto, a tenor de los resultados obtenidos resolviendo el modelo propuesto a partir de temperaturas estimadas para todos los componentes del colector, tomando como referencia la temperatura ambiente en Oviedo, el rendimiento del captador puede aproximarse al que predice la curva de normalización del mismo a excepción de los meses de invierno. Justamente, es en invierno cuando las pérdidas de calor en el colector son más altas debido al mayor gradiente térmico y la menor radiación solar disponible, y así el rendimiento del colector empeora con respecto a la curva de normalización, lo cual permite deducir que los

ensayos de certificación del rendimiento se realizan en condiciones de radiación alta y temperatura media.

En definitiva, se puede decir que para temperaturas moderadas y niveles de radiación medios, el colector elegido se comporta aceptablemente, presentando un rendimiento medio a lo largo del año del 56%, y que la curva de normalización describe razonablemente bien el comportamiento y las prestaciones del colector en condiciones reales.

9.3.1.7 DETERMINACIÓN DE LA SUPERFICIE DE CAPTACIÓN

Una vez determinadas las pérdidas en el captador y su rendimiento, se puede readaptar el sistema de ecuaciones planteado para el cálculo de la superficie de captación con pérdidas, y encontrar de manera exacta el área de captación necesaria para cubrir la fracción solar mínima. Así, la primera ecuación del sistema de ecuaciones propuesto en el predimensionado, correspondiente al balance de energía en el colector solar, toma ahora el siguiente aspecto después de incluir el término de pérdida de calor que aparece en los colectores:

$$m_1 \cdot c_{p_1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = I_T \cdot A \cdot \left(1 - \frac{Q_{pérdidas}}{I_T \cdot A} \right) = I_T \cdot A \cdot \left(1 - \frac{Q_{pérdidas}}{I_T \cdot A} \right) [1']$$

Así se obtiene que la cobertura solar del 45% de la demanda de ACS exige un total de unos **232,3 m²** útiles en cubierta, o lo que es lo mismo, a razón de 2,57 m por panel, una superficie de captación formada por 91 captadores planos.

9.3.1.8 DETERMINACIÓN DE LA FRACCIÓN SOLAR ANUAL

Procediendo igual que el predimensionado, si la máxima superficie disponible en cubierta es igual a 205,6 m², y se dispone de un total de 80 paneles para atender la demanda de ACS, se puede fijar el área de captación y resolver nuevamente el sistema, siendo la incógnita la fracción solar. Entonces, se obtiene el valor real de la fracción solar anual media:

Incógnita	T _{co} (K)	T _{ci} (K)	T _{ici} (K)	T _{ico} (K)	T _t (K)	T _{cons} (K)	f
Solución	307.936	301.609	299.5	305.292	300.244	302.516	0,397

Tabla 18: Solución de la fracción solar anual media con pérdidas.

Se comprueba que, efectivamente, con 80 captadores sólo se cubre una fracción solar anual del 41,2%, un 18,44% por debajo de la fracción solar mínima anual que en ningún caso permite cumplir con la mínima fracción solar exigible.

9.3.1.9 DETERMINACIÓN DE LA FRACCIÓN SOLAR MENSUAL

El estudio puede completarse con el cálculo mensual de la fracción solar, considerando los valores mensuales de la irradiación global incidente media, las temperaturas ambiente y del agua de red, y las temperaturas de la instalación solar obtenidas.

Mes	T_{ci} (K)	T_{co} (K)	T_{ici} (K)	T_{ico} (K)	T_t (K)	T_{cons} (K)	f
Ene	294,355	299,014	292,802	297,067	293,349	295,022	0,255
Feb	296,759	302,325	294,904	299,999	295,558	297,557	0,305
Mar	302,936	310,454	300,430	307,313	301,314	304,013	0,420
Abr	300,856	307,590	298,612	304,776	299,403	301,821	0,376
May	305,416	313,115	302,849	309,897	303,755	306,519	0,448
Jun	307,177	314,786	304,640	311,606	305,535	308,267	0,462
Jul	311,137	319,862	308,229	316,216	309,255	312,387	0,542
Ago	311,572	320,084	308,734	316,527	309,735	312,791	0,541
Sep	311,051	319,744	308,154	316,111	309,176	312,297	0,540
Oct	306,728	314,545	304,123	311,279	305,042	307,849	0,465
Nov	298,394	304,199	296,459	301,773	297,141	299,226	0,325
Dic	294,693	299,479	293,097	297,479	293,660	295,379	0,262
ANUAL	303,439	310,433	301,086	307,504	301,910	304,427	0,412

Tabla 23: Solución de la fracción solar mensual con pérdidas.

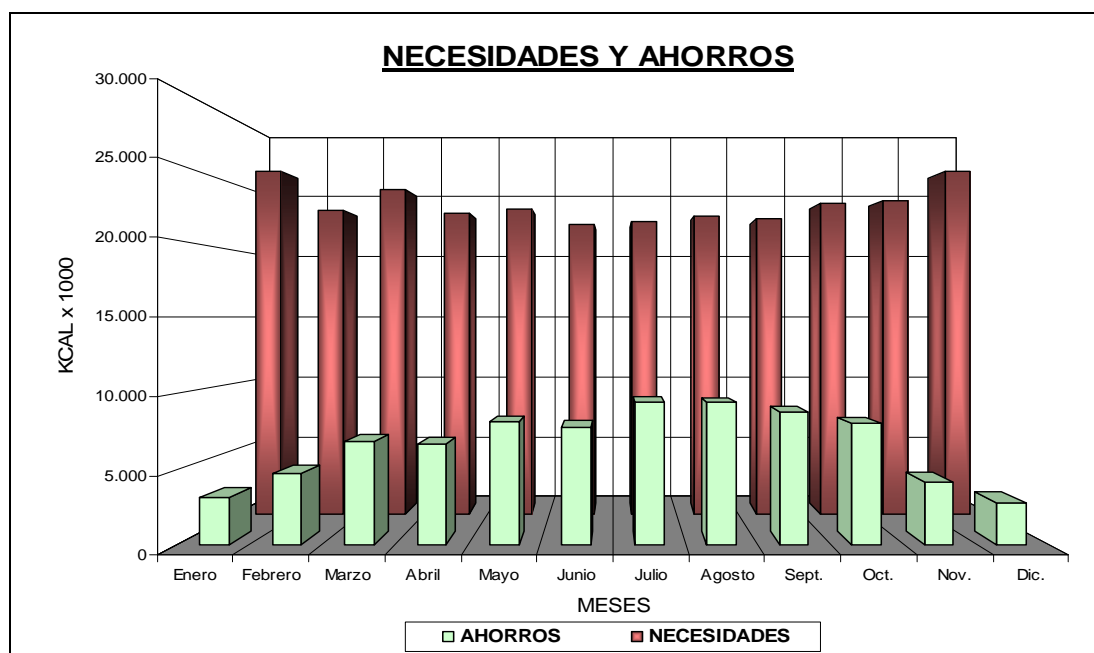


Figura 14: Cobertura solar mensual de las necesidades de ACS producida por la instalación solar.

Puede comprobarse cómo la fracción solar es muy baja en algunos casos notablemente en invierno, más si cabe con la consideración de las pérdidas. No pudiendo disponer de datos horarios de las temperaturas de la instalación solar, que sólo se podrían obtener como resultado de la explotación de la misma, se considera idéntica cobertura para todos los días pertenecientes a un mismo mes.

9.3.1.10 RESUMEN SOLAR

En cualquier caso, la cobertura solar de la función ACS requiere un total de unos 233 m² útiles en cubierta. Nos encontramos ante la situación de que no se dispone del espacio suficiente en cubierta para la colocación del campo de colectores que cumpla la fracción solar mínima estipulada en el CTE. La normativa exige a los edificios de nueva construcción la mínima cobertura solar, con lo cual es de obligado cumplimiento buscar aumentar el campo o la adopción de otra serie de medidas drásticas.

La solución solar más factible es el aprovechamiento de una superficie independiente al edificio, en una zona anexa en las cercanías del inmueble, lo suficientemente despejada en altura y que, además, permita la instalación de los colectores, como por ejemplo un parque ecológico o una zona verde. De lo contrario habría que habilitar un espacio perteneciente en propiedad a la urbanización, encargada de su gestión, donde incrementar la superficie de captación, como por ejemplo fachadas, aunque dada la escasa radiación en Oviedo no es lo más aconsejable.

Ambas soluciones, en efecto, dificultan el dimensionado y complican el montaje y mantenimiento de la instalación. En cualquier caso, no parece la mejor medida con carácter general para aquellos edificios que no dispongan de espacio suficiente en cubierta y se construyan en un entorno urbanizado.

De modo que se puede llegar a la conclusión de que el edificio, a día de hoy, es inviable desde el punto de vista arquitectónico, a menos que se modifique su cubierta, y su construcción se desaconseja so pena de la no concesión de licencia local de obra urbanística. Lo cierto es que se produce la paradoja de que el edificio podría ser construido, al amparo de la ley, en una determinada localidad con gran radiación solar, pero no en Oviedo, con la consiguiente controversia arquitectónica que este hecho ocasiona.

Entendiendo, después del análisis de producción solar efectuado, que la instalación solar térmica pretendida no es autosuficiente para atender la demanda mínima de ACS del edificio, más allá de abrir una línea de debate acerca de las posibilidades de la tecnología solar en localizaciones con poca radiación solar o una discusión arquitectónica sobre el diseño de cubiertas en la zona norte de España, se plantea en lo sucesivo la introducción de una tecnología eficiente como la cogeneración para así cumplir con el CTE. Además, se determina su efecto sobre la producción de calefacción y, opcionalmente de climatización mediante absorción, estudiando las prestaciones de equipos a pequeña y media escala con motor a gas, analizando su impacto económico y ambiental.

PRODUCCCIÓN DE COGENERACIÓN Y TRIGENERACIÓN

10.1 ASPECTOS BÁSICOS DE PRODUCCIÓN DE COGENERACIÓN

10.1.1 RÉGIMEN DE FUNCIONAMIENTO

✓ Temporada

La cogeneración puede operarse por temporada o durante todo el año, dependiendo de la cobertura de demanda que se pretenda. Si se considera, por ejemplo, una cobertura exclusiva de calefacción, el motor bien puede arrancarse en noviembre y apagarse en mayo, si se busca una prestación más amplia de calefacción y climatización conjunta, se exige que el motor trabaje el año entero. Particularmente, el motor debería permanecer operativo todo el año para asegurar el aporte de ACS, sirviendo de soporte térmico parcial a la calefacción y a la climatización (con absorción) en determinadas horas del día.

✓ Perfil diario

Además, para el funcionamiento diario del motor es imprescindible definir un determinado perfil diario u horario. Aunque el Real Decreto, desde el primer momento ya permitía acogerse con carácter voluntario a un régimen de discriminación horaria de funcionamiento con subvenciones para las horas punta, inicialmente la retribución era escasamente del 4%. Así, en el RD 1578/2008, de 26 de septiembre, que regula la retribución de la actividad de producción de energía eléctrica mediante tecnología solar fotovoltaica para instalaciones posteriores a la fecha límite de mantenimiento de la retribución del RD 661/2007 para dicha tecnología, se modificaron los periodos en la forma:

Punta	Valle
Periodos tarifarios 1 a 5	Periodo tarifario 6

Tabla 1: Discriminación horaria del régimen de funcionamiento de las plantas de cogeneración.
Fuente: R/D661

Esto es, para la ciudad de Oviedo, por ejemplo, una instalación de cogeneración que se acoja a discriminación horaria, recibirá bonificación económica por su funcionamiento durante 16 horas, las comprendidas entre las 8.00 horas y las 24.00 horas de todos los días ordinarios del calendario laboral del año a excepción del mes de agosto, con lo que quedan excluidos los fines de semana y los días festivos. La tarifa regulada a percibir en este caso, se calcula como el producto de la tarifa correspondiente multiplicada para las instalaciones de la categoría a) por 1,37 para el periodo punta y por 0,64 para el periodo valle.

El motor puede utilizarse para el autoconsumo, descargando la demanda en las horas puntas eléctricas, donde la electricidad se paga a un precio alto. Conviene destacar que esta última opción sólo suele ser interesante para aquellas instalaciones con gran consumo eléctrico o gran potencia instalada que paguen la electricidad a un precio superior a la tarifa primada de cogeneración, situación que no parece se produzca en un edificio de vivienda por grande que sea.

10.1.2 RENDIMIENTO ELÉCTRICO EQUIVALENTE

El rendimiento eléctrico equivalente, REE, es el parámetro de mayor importancia en cogeneración, que viene a significar la cantidad de energía eléctrica que la planta es capaz de generar por unidad de combustible:

$$REE = \frac{\text{Electricidad}}{\text{Consumo}(PCI) - \frac{\text{Calor}}{0,9}}$$

La importancia de este parámetro radica en que, una vez realizado el acoplamiento con la red eléctrica, todo combustible que se consume se traduce inmediatamente en una generación de energía eléctrica altamente remunerada, es decir, que recibe una compensación económica sustancialmente mayor al valor de la energía térmica consumida o la aprovechada en la recuperación térmica. Así, el REE es el parámetro encargado de justificar el funcionamiento eficiente de la cogeneración, con el aprovechamiento del calor residual generado en el proceso de producción eléctrica. De lo contrario no se justifica el régimen económico que apoya a las cogeneraciones.

Se hacen dos evaluaciones del rendimiento eléctrico equivalente:

- A la puesta en marcha de la instalación: se miden los parámetros energéticos (potencia eléctrica, potencia térmica y consumo) durante un periodo ininterrumpido de 2 horas de funcionamiento a carga nominal.
- En la declaración anual: autoliquidaciones de producción de electricidad y calor útil, así como del combustible consumido, indicando valores acumulados en dicho periodo.

El promedio anual del REE deberá ser como mínimo, a tenor de las exigencias del R/D661, el correspondiente de la siguiente tabla, según el tipo de combustible empleado:

Tipo de combustible	REE
Combustibles líquidos en centrales con calderas	49 %
Combustibles líquidos en motores térmicos	56 %
Combustibles sólidos	49 %
Gas natural y GLP en motores térmicos	55 %
Gas natural y GLP en turbinas de gas	59 %
Otras tecnologías y/o combustibles	59 %
Biomasa de grupos b.6 (cultivos energéticos y residuos agrícolas y forestales) y b8 (industria agrícola, forestal y papelera)	30 %
Biomasa y/o biogas de grupo b7 (gases de vertederos y digestores, estiércoles y biocombustibles líquidos)	50 %

Tabla 2: REE en función del combustible: Fuente: R/D661, mayo de 2007.

A esto hay que añadir que, para instalaciones de menos de 1MW de potencia instalada, los valores de la tabla superior se minoran en un 10%, de modo que en el caso de cogeneraciones a pequeña escala, se impone REE superior al 49,5%.

Para la verificación del REE, se han de instalar equipos de medida locales y totalizadores. Cada uno de los parámetros energéticos (potencia eléctrica, potencia térmica y consumo) deben tener como mínimo un equipo de medida. El incumplimiento del REE mínimo supone la pérdida de la prima por la venta eléctrica.


10.1.3 RÉGIMEN ECONÓMICO

Otro de los aspectos que es necesario contemplar en la inclusión de una planta de cogeneración, es la retribución por la producción de energía eléctrica vertida a la red. Aunque no es objeto de este capítulo la valoración precisa del régimen económico de la cogeneración, debe no obstante considerarse para establecer al menos de manera preliminar una evaluación de la venta de energía eléctrica. Existen dos modalidades elegibles por periodo no inferior a un año:

- ✓ **Mercado libre:** Única opción obligatoria por encima de 50MW, donde la producción eléctrica, cuya oferta mínima ha de ser de 10MW, se tasa al precio del mercado eléctrico más una determinada prima, que puede ser: a) fija, que depende del tipo y tamaño (menor cuanto más grande entre 50 y 100 MW) y antigüedad de la instalación; b) variable, función del precio del mercado compensando sus variaciones dentro de unos límites superior e inferior, dependiendo del tipo de instalación, así como de su tamaño y antigüedad.
- ✓ **Tarifa regulada:** La cesión de la electricidad a la empresa eléctrica distribuidora, percibe el valor fijo, expresado en c€/kWh, que establece la tarifa en función del grupo, subgrupo, antigüedad y rango de potencia. Para un motor de cogeneración a pequeña escala de nueva implantación, se tiene con fecha de 1 de julio de 2010, una tarifa de 13,8209 c€/kWh. Además, como se ha visto en el régimen de funcionamiento, la tarifa puede mayorarse o minorarse si la instalación se inscribe al régimen de discriminación horaria (1,37 en horas punta y 0,64 en horas valle), admitiendo reducciones por antigüedad a partir de 10 años (83% de la tarifa regulada).

BOE

BOLETÍN OFICIAL DEL ESTADO



Núm. 315

Jueves 31 de diciembre de 2009

Sec. I. Pág. 112154

2. A partir de 1 de enero de 2010.

1) Tarifas y primas para las instalaciones de los subgrupos a.1.1 y a.1.2 y del grupo c.2 del artículo 2 del Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo.

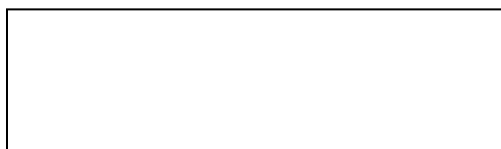
Grupo	Subgrupo	Combustible	Potencia	Tarifa regulada c€/kWh	Prima de referencia c€/ kWh
a.1	a.1.1		P ≤ 0,5 MW	12,7166	-
			0,5 < P ≤ 1 MW	10,4352	-
			1 < P ≤ 10 MW	8,1381	3,4073
			10 < P ≤ 25 MW	7,7026	2,8033
			25 < P ≤ 50 MW	7,2866	2,4884
	a.1.2		P ≤ 0,5 MW	14,3837	0,0000
			0,5 < P ≤ 1 MW	12,2403	0,0000
			1 < P ≤ 10 MW	10,2601	5,4560
			10 < P ≤ 25 MW	9,9442	4,9691
			25 < P ≤ 50 MW	9,5621	4,5299
		Fuel	0,5 < P ≤ 1 MW	11,3038	0,0000
			1 < P ≤ 10 MW	9,4088	4,5858
			10 < P ≤ 25 MW	9,0836	4,0891
			25 < P ≤ 50 MW	8,6935	3,6573
	c.2			5,7415	2,9294

Tabla 3: Tarifa eléctrica de cogeneración del régimen especial.

✓ Otros términos económicos:

Complemento por eficiencia (CE):

Las instalaciones del régimen especial, a las que les sea exigible el cumplimiento del REE y cogeneraciones entre 50 y 100 MW, percibirán un complemento por eficiencia, basado en un ahorro de energía primaria incremental, cuya cuantía se determina de la siguiente forma, según el RD 661/2007:



Donde:

REE_{\min} : valor mínimo de REE exigido a la instalación.

REE_{inst} : valor de REE acreditado por la instalación.

Cn: coste de la materia prima (gas natural) en c€/kWh calculado a partir del Poder Calorífico Superior, actualizado trimestralmente en función del precio de los combustibles y el IPC, con valor igual a 2,0031 c€/kWh a fecha de julio de 2010.

Complemento por energía reactiva (CR):

Las instalaciones del régimen especial recibirán un complemento por energía reactiva, por el mantenimiento de unos determinados valores del factor de potencia. Este complemento se fija como un porcentaje de 7,8441 c€/kWh, en función del factor de potencia entregado, según se establece en el anexo V del RD 661/2007.

No obstante, el valor de los complementos depende enormemente del régimen de funcionamiento al que se someta a la planta, o al motor en este caso, y del control y modulación de potencia reactiva que se efectúe, además de factores impredecibles como las paradas no programadas que puedan producirse. Como estos factores son variables, es difícil conocer la cuantía exacta percibida por la venta eléctrica hasta que la instalación no empieza a funcionar; esto cuando se disponga de sus derechos de explotación. Además, como en la práctica, por circunstancias operativas reales, los complementos no siempre se cobran por incumplimiento, el dimensionado se realiza sin considerar con minuciosidad los complementos, especialmente el complemento por reactiva.

10.2 PRODUCCIÓN DE COGENERACIÓN

La instalación de cogeneración genera electricidad y calor a partir de gas natural. La energía térmica generada puede ser utilizada para cubrir las necesidades de ACS y calefacción del edificio. La energía eléctrica puede consumirse en la propia instalación o ser exportada a la red, percibiendo por ella una retribución según establece el régimen económico del RD 661/2007. Esta última opción es hoy por hoy la más interesante.

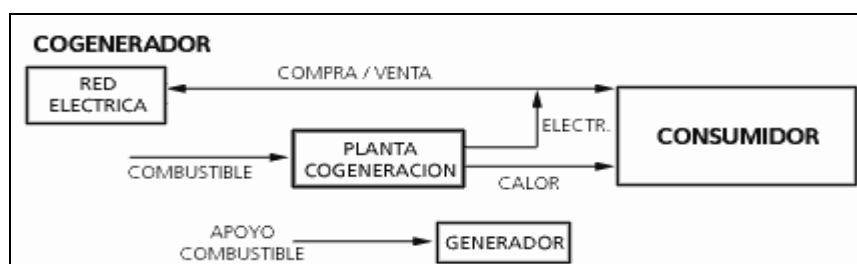


Figura 1: Esquema de producción convencional y de cogeneración. Fuente: ABSORSISTEMS.

La siguiente ilustración muestra de forma esquemática los principales componentes de la instalación de cogeneración que se implementa con un equipo modular encapsulado de cogeneración a pequeña:

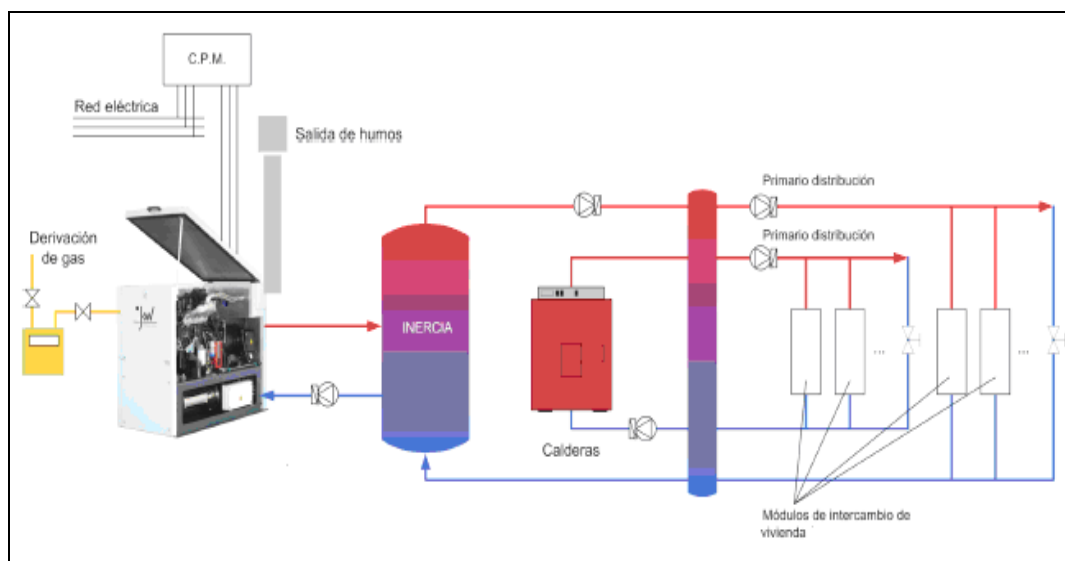


Figura 2: Esquema de los principales componentes de la instalación de cogeneración. Fuente: ALTARE ENERGÍA.

La integración de la planta de cogeneración como parte de la instalación global híbrida, exige el cálculo de la cogeneración sobre la demanda térmica descontando la producción solar. Independizada la producción solar, que se mezcla con el agua caliente entregado desde el acumulador de cogeneración, el acople de las calderas se realiza en paralelo con éste. La calderería convencional se integra en la instalación de cogeneración para dar sobre todo soporte a la calefacción, descargando su actividad los excedentes eficientes del sistema híbrido de cogeneración.

10.3 PRODUCCIÓN DE TRIGENERACIÓN

Para la producción de trigeneración, son de aplicación todos los aspectos básicos citados en cogeneración en lo referente a la generación conjunta de electricidad y calor, modos de funcionamiento, REE y valoración de la venta eléctrica.

La instalación de trigeneración implica la incorporación de un equipo de absorción dedicado a la producción de frío para atender la demanda de climatización durante el verano, que incluye típicamente una torre de refrigeración para la disipación del calor de los condensados.

Una aplicación de trigeneración permite absorber mayores requerimientos de energía, debido a que se pone en juego la demanda de frío en verano, que hace más uniforme la demanda total a lo largo del año. La energía térmica generada puede ser utilizada para cubrir las necesidades de ACS, calefacción y climatización del edificio. Esta circunstancia afecta directamente a la elección que se hace del motor, pues la cobertura de una mayor demanda posibilita el diseño de un motor más grande.

Considerando un único flujo térmico de salida que agrupe el calor residual de un equipo de cogeneración modular encapsulado de cogeneración del que beba el acumulador de calor, se puede acoplar una máquina de absorción (con torre de refrigeración) hasta configurar la instalación que se indica en la figura para la producción del frío:

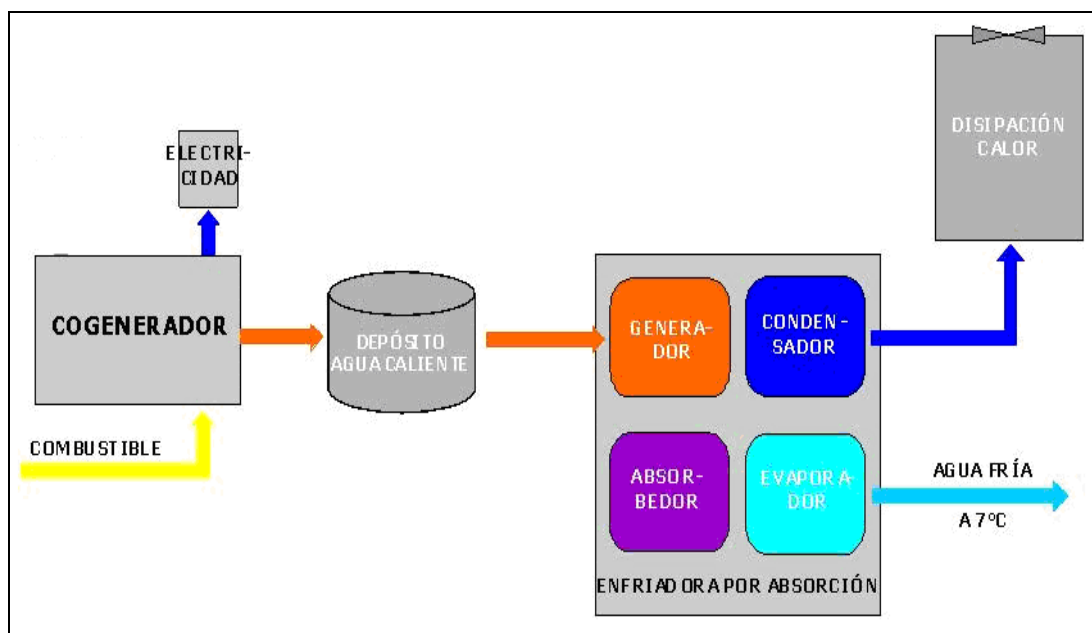


Figura 3: Esquema de los principales componentes de la instalación de trigeneración para la producción de frío. Fuente: ABSORSYSTEMS.

El cálculo de la instalación de trigeneración exige, además del dimensionado del motor, diseñar el acumulador, la máquina de absorción y la torre de refrigeración, además de algunos otros sistemas de climatización implicados en la producción y conducción del frío.

10.4 SIMULACIÓN INTEGRAL DINÁMICA DE COGENERACIÓN Y TRIGENERACIÓN

Este proyecto aporta el desarrollo de una simulación integral dinámica en hoja Excel que permite comprobar las prestaciones de distintos motores, con o sin sistema de acumulación, operando en distintos regímenes de trabajo. La simulación devuelve un resumen diario, mensual y anual del comportamiento térmico y eléctrico de los motores, esto es, datos relevantes como el REE, el número de horas de funcionamiento o el ingreso obtenido por la venta de energía eléctrica y sus complementos. Calculadas las necesidades horarias de calor y frío del edificio, se puede plantear un balance entre los requerimientos energéticos y la energía térmica entregada por los motores, comprobando la energía aprovechable y la energía disipada para instalaciones de cogeneración y trigeneración.

Se realiza una simulación de la producción térmica y eléctrica de los siguientes motores, pertenecientes a las gamas de las empresas distribuidoras ALTARE ENERGÍA, BESEL y JENBACHER:

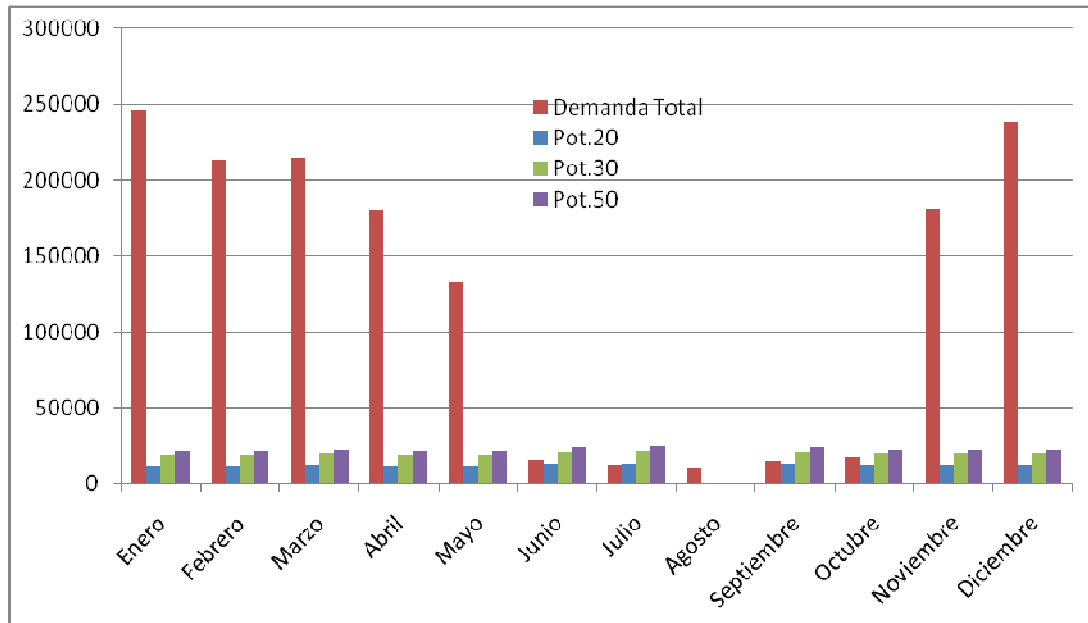
MICROCOGENERACION (<50kW)			Potencia eléctrica (kW)	Potencia térmica (kW)	Consumo (kW)	Rendimiento eléctrico	Rendimiento térmico	Rendimiento global
Distribuidor	Motor	Modelo						
ALTARE	Dachs	DACHS G5,5	5,5	12,5	20,5	26,80%	61,00%	86,80%
ALTARE	Ford L4	KWE 12G-4AP	12	27	43	27,90%	62,80%	90,70%
ALTARE	Ford L4	KWE 20G-4AP	20	41	68	29,40%	60,30%	89,70%
ALTARE	Ford V6	KWE30G-6AP	30	68	106	28,30%	64,20%	92,50%
ALTARE	MWM L4	Senergino TI	50	77	145	34,50%	53,10%	87,60%
BESEL	Giese	GB20	23	45	73			
BESEL	Giese	GB30	36	62	105			
BESEL	Giese	GB50	55	95	167			
MINICOGENERACIÓN (<300kW)								
ALTARE	Liebherr L6	G926T	105	164	302	34,80%	51,10%	89,40%
ALTARE	Liebherr L7	G926TI	125	180	343	36,40%	52,50%	88,90%
ALTARE	Liebherr L8	G926EGR	180	240	470	38,30%	51,10%	89,40%
ALTARE	Liebherr V8	G9408T	200	290	550	36,40%	52,70%	89,10%
ALTARE	Liebherr V9	G9408T	250	342	663	37,70%	51,60%	89,30%
ALTARE	Liebherr V10	G9408EGR	300	389	768	39%	50,70%	89,70%
COGENERACIÓN								
JENBACHER	JMS	208 GS-GN	299	400	786	38,20%	50,90%	89,00%
JENBACHER	JMS	208 GS-NL	330	363	851	38,80%	42,60%	81,40%
JENBACHER	JMS	312 GS-NL	526	634	1331	39,50%	47,60%	87,10%
JENBACHER	JMS	316 GS-NL	834	994	2089	39,90%	47,60%	87,50%
JENBACHER	JMS	320 GS-NL	1063	1208	2605	40,80%	46,40%	87,20%
JENBACHER	JMS	416 GS-NL	1131	1155	2636	42,90%	43,80%	86,70%
JENBACHER	JMS	420 GS-NL	1415	1442	3295	42,90%	43,80%	86,70%
JENBACHER	JMS	616 GS-NL	2679	1340	6068	44,20%	22,08%	66,28%

Figura 4: Motores de cogeneración simulados.

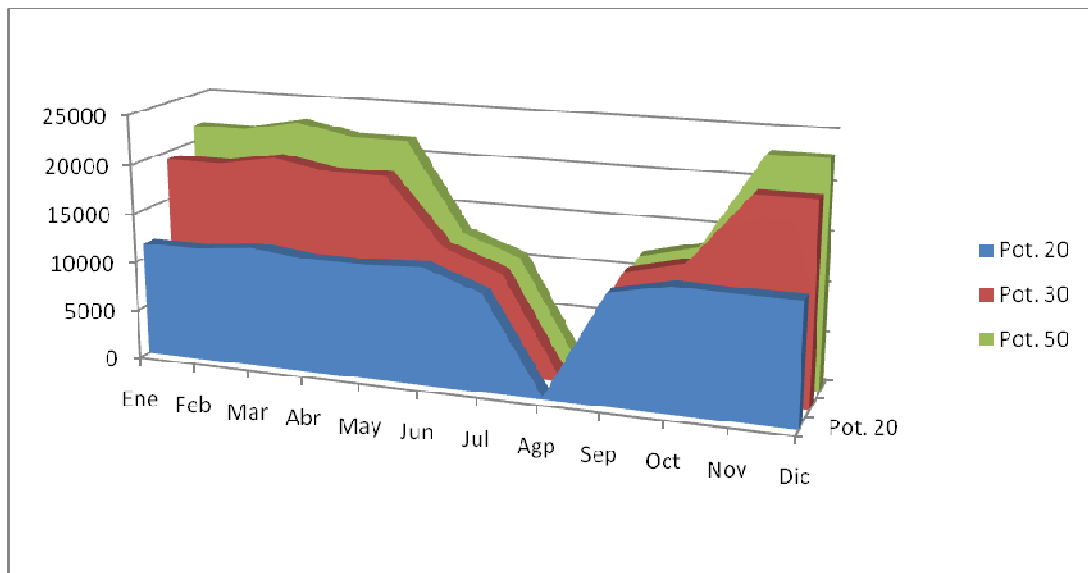
Si se evalúa la producción térmica frente a las necesidades energéticas del edificio para los micro y minimotores de 20, 30, 50, 200, 250 y 300 kW eléctricos de ALTARE se tiene:

COGENERACIÓN

Potencia Térmica Total (kWh) & Demanda de Calor (kWh)

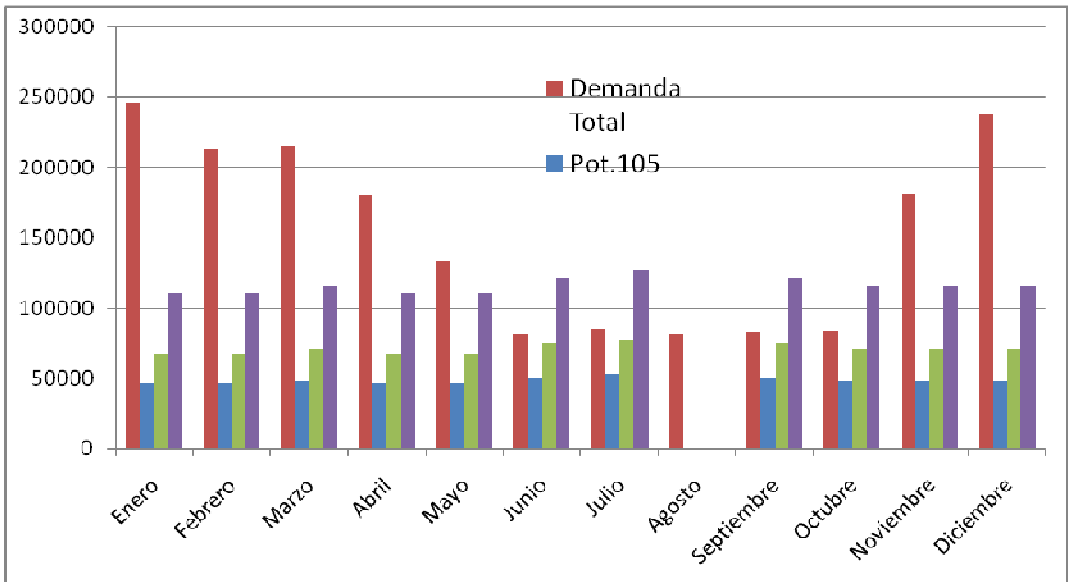


Potencia Térmica Aprovechada (kWh)

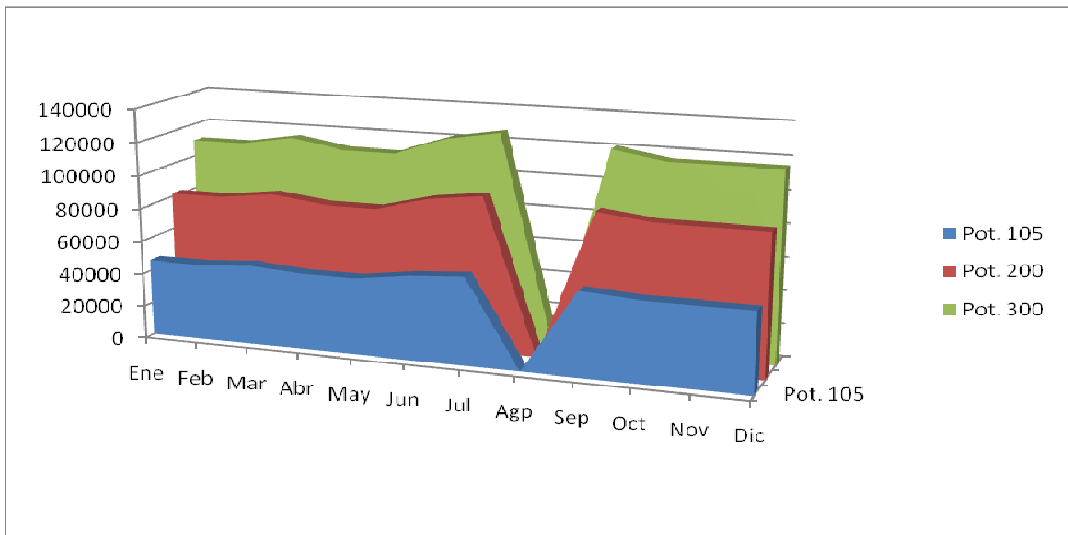


TRIGENERACIÓN

Potencia Térmica Total (kWh) & Demanda de Calor y Fío (kWh)



Potencia Térmica Aprovechada (kWh)



10.5 SELECCIÓN DE UN MOTOR DE COGENERACIÓN

Para completar el cálculo y diseño correcto de una planta de cogeneración o trigeneración lo ideal es contemplar varios parámetros. Un criterio de selección puede ser la potencia eléctrica nominal del equipo principal, otro la demanda térmica capaz de ser aportada por el equipo. Existen además otros parámetros a tener en cuenta en la selección del motor, como pueden ser la velocidad de giro y, por tanto, el tamaño, la fiabilidad demostrada y otros condicionantes.

Esta labor puede complicarse enormemente si lo que se pretende consiste en la selección del equipo más conveniente que mejor se ajuste a las necesidades energéticas de un determinado proyecto o cliente. En definitiva, para realizar esta elección conviene evaluar todos los parámetros comentados, para lo cual se deben tener claras las prestaciones que es capaz de dar la máquina que compone el corazón de la planta de cogeneración, en este caso el motor, y valorar entonces la potencia eléctrica final generada, los calores de los distintos circuitos y todos aquellos parámetros que sean fundamentales para poder hacer un estudio comparativo final entre las distintas opciones existentes en el mercado.

La selección comprende el estudio energético que acredita el cumplimiento de los requisitos de eficiencia del Real Decreto, considerando la necesidad del calor útil producido en los diferentes regímenes de explotación previstos para la instalación, para lo cual, se deben integrar al estudio aspectos operativos asociados al motor, es decir, las condiciones de funcionamiento del motor (horario y temporada).

En el capítulo de viabilidad económica y, especialmente, en el dedicado al análisis de la solución y los resultados, se insistirá en la evaluación de los principales parámetros de decisión y en la elección del motor efectuada.

DIMENSIONADO DE LA INSTALACIÓN

11.1. DIMENSIONADO DE LA INSTALACIÓN SOLAR

Evaluada las pérdidas de calor a partir del modelo de transferencia no estacionario de balances, y conocida la cobertura solar de la instalación ocupando todo el espacio disponible en cubierta, se procede con el dimensionado de los distintos componentes y elementos que integran la instalación solar de ACS, formada principalmente por los colectores, el intercambiador de calor, el acumulador, el sistema hidráulico y los sistemas de control, regulación y seguridad.

11.1.1 DIMENSIONADO DEL SISTEMA DE CAPTACIÓN

El elemento más importante de un sistema solar térmico, el más visible, el de mayor complejidad en cuanto a su instalación y también el que influye más significativamente en la eficacia del sistema, es el captador solar. Éste puede fabricarse con materiales convencionales que existen en el mercado, pero dicha eficacia depende de los materiales empleados. A pesar de sus facilidades de construcción (la parte más compleja es la aplicación de la superficie selectiva del absorbente), el captador solar debe soportar unas condiciones de trabajo duras (climatología, cambios de temperatura drásticos, etc) y garantizar una duración en el tiempo para consiga una rentabilidad de la instalación. Los captadores de alta eficacia son más complejos.

Se ha seleccionado el colector SONNENKRAFT 500 SK. En los anexos se adjunta una hoja de características del mismo:

Captadores sobre tejado SK500

Absorbedor estructurado

Banda de aluminio embutido

Datos técnicos:

Nº ref. Solar Keymark: SK500N 011-75068 F
SK500L 011-75070 F
SK500N4-ECO 011-75069 F

Contraseña de certificación: SK500N NPS-4506
SK500L NPS-7508
SK500N4-ECO NPS-6306

Superficie bruta: 2,57 m²
Superficie de captación: 2,3 m²

Captador sobre tejado SK500

Si el captador solar se va a montar sobre tejado o independiente, el SK500 es la mejor solución. Este captador de alta potencia, de aspecto perfecto y fabricado con la más alta calidad, soporta todo tipo de cambios climáticos. Con los sistemas de fijación de SONNENKRAFT, el ángulo de inclinación del captador se puede elegir individualmente en función de la pendiente del tejado.

Modelo	Formato	Peso	Precio
SK500N	Modelo de formato vertical, 2,57 m ² , Al x An x Pro: 2079 x 1239 x 100 mm	44 kg	859,-
SK500L	Modelo de formato horizontal, 2,57 m ² , Al x An x Pro: 1239 x 2079 x 100 mm	44 kg	880,-
SK500N4-ECO	Modelo de formato vertical, 2,57 m ² , Al x An x Pro: 2079 x 1239 x 100 mm	44 kg	795,-
SK500N4-P	11 Ud. (Palet) Modelo de formato vertical, 2,57 m ² (28,27 m ²), Al x An x Pro: 2079 x 1239 x 100 mm	49 kg	8.586,-

Accesorios SK500N

Figura 1: Ficha técnica del captador solar. Fuente: Catálogo de SONNENKRAFT.

Los cálculos efectuados en el capítulo anterior demuestran que la mejor opción es un campo de colectores que ocupe toda la cubierta del edificio, un total de 80 colectores.

11.1.1.1 CONEXIONADO DE CAPTADORES

En el conexionado de los captadores se pretende alcanzar el flujo lo más uniforme posible a su través. De esta forma, cada captador opera al más alto rendimiento evitando zonas sin flujo y por tanto el desaprovechamiento de la radiación solar.

Se debe prestar especial atención en la estanqueidad y durabilidad de las conexiones del captador. Los paneles colectores se disponen en filas constituidas, preferentemente, por el mismo número de elementos. Las filas de captadores se pueden conectar entre sí en serie, en paralelo o en combinaciones serie-paralelo. El rendimiento de los módulos se ve afectado por la forma de conexión a través de las temperaturas de entrada y el flujo, que varían de unos colectores a otros según la combinación. El efecto más importante es el aumento de la temperatura de entrada según se avanza en grupos de colectores conectados en serie.

Dentro de cada fila, los captadores se pueden conectar en serie o en paralelo, la conexión entre captadores y entre filas se realiza de manera que el circuito resulte equilibrado hidráulicamente, recomendándose el retorno invertido frente a la instalación de válvulas de equilibrado.

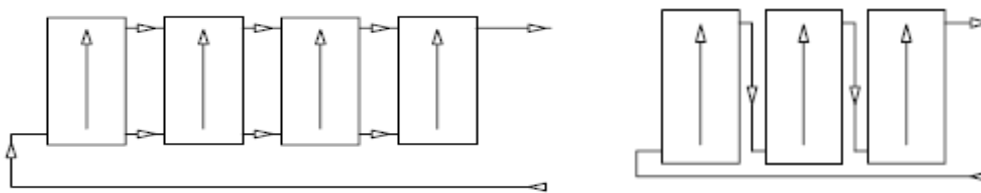


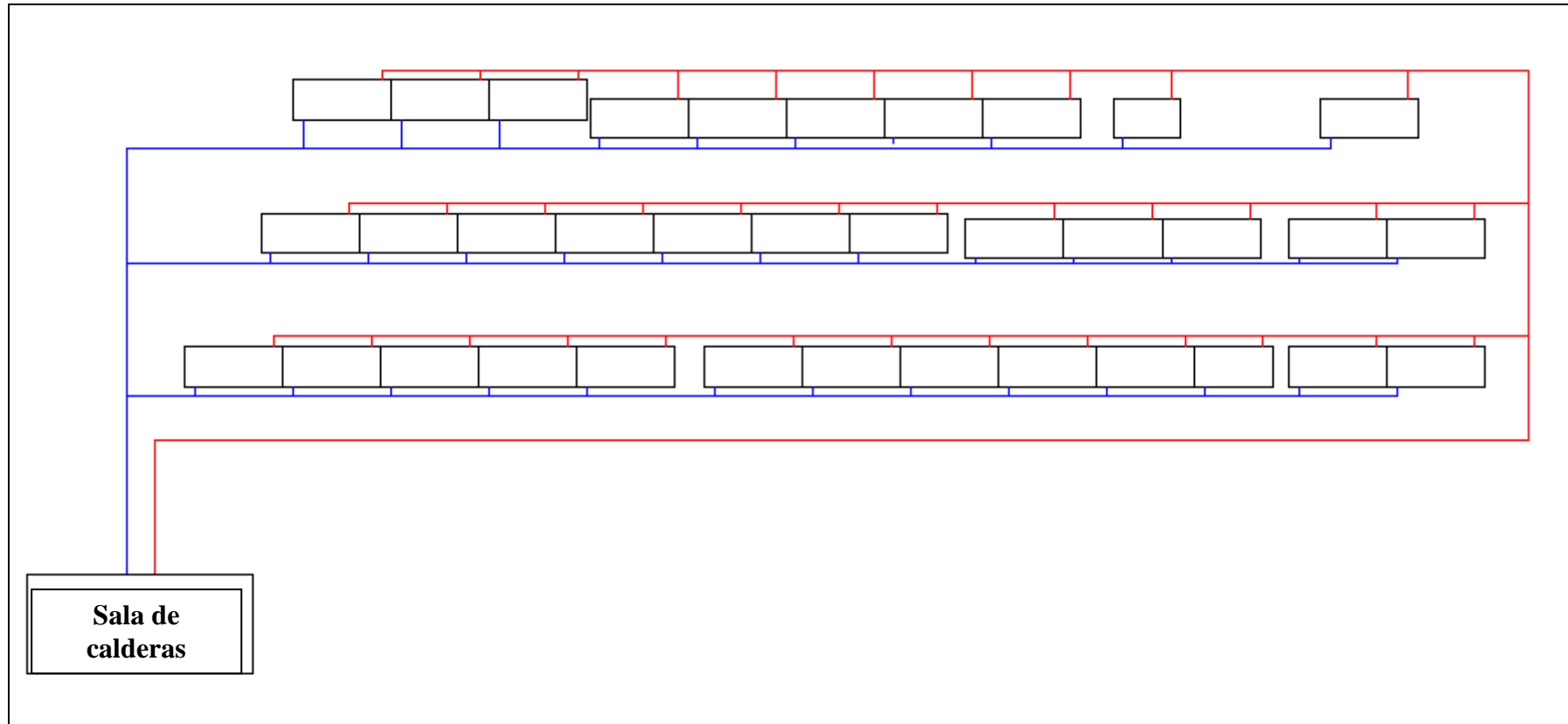
Figura 2: Conexión en paralelo y en serie de una batería de captadores solares. Fuente: Pliego Solar de Condiciones Técnicas de Baja Tensión

Particularmente, como se detalló en el cálculo de la superficie de cubierta, los colectores de la instalación se disponen en 3 batería de 13, 14 y 12 captadores conectadas entre sí en paralelo con el retorno invertido. A su vez, cada fila integra grupos de 7 o 6 captadores, según corresponda. De esta manera, el caudal que recorre los colectores es el mismo teniendo un pérdida de carga mínima. En la siguiente figura se muestra el conexionado de los colectores pertenecientes a una misma batería en una instalación real.



Figura 3: Disposición en cubierta de los colectores de una instalación solar térmica.

ESQUEMA DE CONEXIONADO DE LOS CAPTADORES DE LA INSTALACIÓN SOLAR



11.1.2 FLUIDO DE TRABAJO

Normalmente, el fluido primario que circula por el interior de los colectores no es el agua que finalmente se deriva al consumo. Esto es, se utiliza un fluido de trabajo consistente en una mezcla de agua y anticongelante que transfiere de modo indirecto en un intercambiador de calor potencia térmica al agua fría proveniente del acumulador. Así, el fluido primario es devuelto a los colectores y el agua, una vez aumentada su temperatura, asciende hacia la parte superior del acumulador con el fin de satisfacer la demanda de agua caliente que cubre la instalación. Bajas temperaturas, incluso aunque la temperatura ambiente no descienda por debajo de 0°C, como el agua en los captadores sí lo puede hacer, ya que intercambia calor por radiación con el cielo, cuya temperatura equivalente es mucho más baja, interesa hacer pasar por el sistema captador un fluido diferente del agua de utilización final, en previsión del riesgo de congelación

Habitualmente, los fabricantes recomiendan propilenglicol como fluido de trabajo en el interior de los colectores. La proporción de propilenglicol se ajusta de acuerdo a la temperatura de congelación.

Congelación y ebullición

Cuando se emplean mezclas de agua-alcohol como fluido de trabajo en el primario en una instalación solar térmica, es importante tener en cuenta las siguientes consideraciones, en las que se especifica la prevención contra los problemas de congelación y ebullición:

- Para aplicaciones de ACS no se podrá utilizar etilenglicol por presentar riesgos de toxicidad para la salud humana.
- La selección de la concentración mínima se realizará con ayuda de gráficos de propiedades del propilen-glicol, eligiendo aquella concentración cuya temperatura de congelación esté 5°C por debajo de la temperatura mínima histórica registrada en la localidad donde se vaya a utilizar. Esta precaución, que debe tomarse obligatoriamente por normativa, tiene sentido físico ya que los captadores solares a causa del enfriamiento nocturno pueden disminuir su temperatura interior por debajo incluso de la temperatura ambiente. Este descenso será mayor cuanto mayor sea la emisividad del absorbedor.

Para tener un orden de magnitud de la capacidad de protección frente a las heladas que se consigue al utilizar una mezcla de agua con anticongelante, podemos decir que una mezcla con un 40% de propilenglicol garantiza una protección anticongelante de hasta -24°C (y hasta -26°C o -27°C se producirá una pasta viscosa de hielo pero sin provocar que la tubería reviente):

Temperatura de congelación	0	-3	-7	-15	-24
% de anticongelante	0	10	20	30	40

Tabla 1: Propiedades termofísicas del propilen-glicol.

La mínima temperatura que se registra en Oviedo en el último siglo es aproximadamente -20°C, como límite real se puede considerar el intervalo -15°C/-24°C, de forma que la

mezcla que no se congela por encima de esa temperatura debe presentar una proporción de anticongelante de al menos 35%.

- Además de la curva mostrada de congelación en función de la concentración, existen fórmulas empíricas para calcular el valor numérico de las propiedades físicas de la mezcla en función de la temperatura y de la concentración de glicol. Lo más recomendable es solicitarle al fabricante del fluido una ficha en la que se certifique esos valores.
- La temperatura de ebullición de una mezcla glicol-agua a cualquier presión es notablemente superior que la del agua. Esto es beneficioso para la instalación ya que el fluido de trabajo aguantará sin evaporarse temperaturas más altas que el agua pura.
- Al igual que ocurre en el agua pura, en las mezclas de glicol-agua hay que tener en cuenta el efecto importante de la presión de trabajo sobre la temperatura de ebullición.
- Se debe evitar que el contenido de glicol sobrepase el 50%, puesto que esto conlleva un aumento drástico de la viscosidad y una disminución importante del calor específico del mismo.
- Si la concentración mínima necesaria para garantizar la protección antihelada (según CTE, hasta 5° por debajo de la temperatura mínima histórica del lugar) tiene un valor inferior al recomendado por el fabricante del panel solar lo más recomendable es utilizar el fluido solar en la concentración recomendada por el fabricante ya que el ensayo del panel se certifica para ese fluido solar. Además si se utiliza otra concentración diferente, se perderá la garantía del panel.
- El glicol penetra mejor que el agua en ranuras finas. Se dice que tiene mayor capilaridad por su menor tensión superficial. Esta característica hace más difícil la tarea de asegurar la estanqueidad del circuito primario. Deben evitarse, por ello, incluso las fugas más pequeñas. Durante la puesta en marcha de la instalación, es importante realizar una prueba de estanqueidad en el circuito primario con la mezcla de agua-glicol en lugar de realizarla con agua.
- En cuanto a la resistencia a altas temperaturas, actualmente en el mercado de fabricantes de fluidos de trabajo existe un límite superior que oscila entre los 150°C y 160°C. Algunos superan estos valores. Es importante que el fabricante lo certifique.

En resumen, el CTE en el apartado 3.2.2.1 de la HE 4 especifica las exigencias que debe cumplir el fluido de trabajo, entre las que destacan: a) La obligación de seleccionarlo de acuerdo con las especificaciones del fabricante de captadores; b) pH a 20°C comprendido entre 5 y 9; c) calor específico a 5° por debajo de la mínima histórica, no inferior a 3KJ/(kg·K)

11.1.3 AEROTERMOS

Aunque el dimensionado prevé que la producción solar ni siquiera cubra la fracción mínima exigible de ACS, existen horas en días de verano en los que la irradiación solar sea elevada y posiblemente se produzca gran desocupación de las viviendas, en las que el fluido caloportador eleve su temperatura por encima de los 100°C y genere importante sobrecalentamientos.

Por este motivo, es conveniente incluir en el diseño un aerotermo, normalmente conectado en paralelo con el acumulador general del edificio, empleándose como elemento de seguridad para disipar el calor sobrante (o exceso de calor) no aprovechable producido por la instalación solar.



Figura 4: Aerotermo solar. Fuente: Catálogo de BTU.

En función de la temperatura ambiente, la temperatura media del agua que se encuentre en la batería y el porcentaje de glicol, se determina el modelo de aerotermo. Efectivamente, aunque no exista ningún mes del año en el que, dada la cobertura de la instalación, sea necesario transmitir al ambiente el exceso de calor, pueden existir horas en algunos días muy soleados en los que el acumulador no pueda absorber toda la energía térmica producida, por lo tanto para estas situaciones se incorpora un aerotermo que, en este caso, no disponiendo de un cálculo horario preciso de la producción solar, no se puede ajustar en potencia. Poniéndonos del lado de la seguridad, se puede considerar un modelo del fabricante BTU de 15 kW.

11.1.2 DIMENSIONADO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El correcto funcionamiento de la instalación implica, en principio, la utilización de un intercambiador de calor encargado de la transmisión del calor captado en el sistema de captadores desde el fluido del circuito primario al fluido del circuito secundario. Dado que el volumen de acumulación es grande, se descarta la posibilidad de utilizar un serpentín interno en el acumulador como sistema de intercambio.

Se decide el empleo de un intercambiador de placas de flujo cruzado (4 tomas), el cual consta de un paquete de placas metálicas de relieve corrugado con 4 orificios para la circulación de los dos fluidos entre los que se produce la transferencia térmica. El paquete de placas se sitúa entre una placa de bastidor y una placa de presión que, mediante unos pernos de apriete comprimen el citado paquete. Cada placa lleva una junta periférica que sella los canales y dirige el fluido alternativamente entre las placas. Se puede describir el comportamiento de un intercambiador teniendo en cuenta los siguientes parámetros: potencia térmica, área de intercambio, temperaturas de entrada y salida y coeficiente global de transferencia de calor.

La eficiencia se define como la relación entre la potencia térmica y la máxima potencia térmica teórica que podría intercambiarse si las temperaturas de los dos fluidos entre los que se realiza el intercambio térmico terminan igualándose. En el dimensionado de los captadores, se ha tomado un valor para la eficiencia igual a 0,7, mínimo valor exigible para un correcto diseño. Habitualmente, conociendo el tipo y marca de intercambiador y su régimen de funcionamiento, se puede dimensionar el mismo calculando su superficie de intercambio.

Para el caso de un intercambiador independiente, el CTE establece que la potencia mínima del intercambiador se determina para las condiciones de trabajo en las horas centrales del día suponiendo una radiación solar de 1.000 W/m^2 y un rendimiento de la conversión de energía solar a calor del 50 %, y debe ser:

$$P \geq 500 \cdot A$$

Donde:

P: potencia mínima del intercambiador (W).

A: área de captación (m^2).

Además, el CTE expresa que si en una instalación a medida sólo se usa un intercambiador entre el circuito de captadores y el acumulador, la transferencia de calor del intercambiador de calor por unidad de área de captador no debería ser menor que $40 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. En concreto, la potencia que se necesita que sea capaz de transmitir el intercambiador de calor, considerando valores medios de temperatura a lo largo del año es:

$$Q_{IC} = m_1 \cdot c_{p_1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = m_2 \cdot c_{p_2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = 1,765 \cdot 3.795,1 \cdot (310,433 - 307,8) = 46,85 \text{ kW}$$

Para calcular los intercambiadores, se utilizan los siguientes métodos: método de la diferencia de temperatura y método de efectividad y número de unidades de transmisión.

* Según el método de la diferencia de temperatura, el flujo total de calor transferido entre los fluidos frío y caliente al pasar a través de un intercambiador de placas puede expresarse según:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm}$$

Donde:

U : coeficiente de transferencia de calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$).

A : área total de transferencia de calor (m^2).

ΔT_{lm} : diferencia logarítmica media de temperatura ($^{\circ}\text{C}$).

La diferencia media de temperaturas ΔT_{lm} es función de las temperaturas de los fluidos, las capacidades térmicas y la configuración del intercambiador. Representa la temperatura media de cualquiera de los dos fluidos de acuerdo con su recorrido en la dirección del flujo:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{co} - T_{ico}) - (T_{ci} - T_{ici})}{\ln \frac{(T_{co} - T_{ico})}{(T_{ci} - T_{ici})}}$$

Tomando un valor promedio para las temperaturas encontradas en el dimensionado solar:

T_{ci} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{co} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{ici} ($^{\circ}$)	T_{ico} ($^{\circ}\text{C}$)	ΔT_{lm} (K)
303,439	310,433	301,086	307,504	2,63

Tabla 2: Valores medios de temperatura de diseño del intercambiador de placas.

Para determinar el área de transferencia, hay que tener en cuenta el área total de las placas, incluyendo en este caso el área proyectada, de modo que:

$$A = N \cdot a = N \cdot L \cdot W$$

Donde N es el número de placas útiles para la transferencia de calor que forman el intercambiador, a es el área proyectada de una única placa, L la altura de las placas (en la dirección del flujo) y W la anchura de las mismas.

El coeficiente U depende de los coeficientes de transferencia de calor por convección de los fluidos frío y caliente, y está fuertemente influenciado por la forma de las corrugaciones de las placas. Viene dado por:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{K_m} + \frac{1}{h_f} + R_{cont}}$$

Donde h_c y h_i son los coeficientes de transferencia de calor por convección de los fluidos caliente y frío respectivamente, K_m es la conductividad térmica del material del que están

hechas las placas, e es el espesor de la placa y R_{cont} son las resistencias térmicas originadas por los contaminantes de los fluidos que se depositan en las dos superficies de la placas, creándose una capa entre el fluido y la superficie que va creciendo en espesor generando una resistencia térmica adicional.

Los coeficientes de convección de los fluidos son función de sus propiedades físicas y de la geometría de las placas. Los intercambiadores de placa se caracterizan por poseer unas corrugaciones que provocan turbulencias en el fluido mejorando la transferencia de calor. En el régimen turbulento, una correlación que puede utilizarse para el cálculo del número de Nusselt es:

$$Nu = 0,4 \cdot Pr^{0,4} \cdot Re^{0,64}$$

En función del número adimensional se puede obtener el coeficiente de convección de ambos fluidos:

$$Nu = \frac{h \cdot l_c}{K} \Rightarrow h = \frac{Nu \cdot K}{l_c}$$

Donde l_c la longitud característica del canal, que se calcula como:

$$l_c = \frac{4 \cdot S_c}{P_c} = \frac{4 \cdot b \cdot W}{2 \cdot (b + W)} \cong \frac{4 \cdot b \cdot W}{2 \cdot W} = 2 \cdot b$$

Siendo b el ancho del canal que se forma entre las placas del intercambiador, despreciable en comparación con el ancho del intercambiador, W .

En tecnología solar, es muy útil conocer los tipos de intercambiadores que ofrecen las mejores prestaciones. Con frecuencia, se emplean intercambiadores de la marca Alfa Laval. Particularmente, se ha considerado una gama de intercambiadores Alfa Laval de distintas potencias térmicas con características constructivas comunes. Tomando como referencia los datos técnicos que ofrecen el catálogo de la marca, se tiene tanto para el fluido caliente como para el fluido frío un ancho de canal de valor de 3mm:

$$l_{c_c} = l_{c_f} = 6 \cdot 10^{-3} m$$

Los números adimensionales de los fluidos se pueden calcular con los valores promedios de sus propiedades y las velocidades de los fluidos a través del intercambiador, gracias al flujo másico en el circuito primario:

o Coeficiente de convección del fluido caliente

$$\rho_c = 1.015 \frac{J}{kg \cdot K}, \mu_c = 0,0020 Pa \cdot s, c_{p_c} = 3.7951 \frac{J}{kg \cdot K} K_c = 0,456 \frac{W}{m \cdot K} l_{c_c} = 6 \cdot 10^{-3} m$$

$$- \dot{Q} = \frac{m}{\rho} = u \cdot A \Rightarrow u_c = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} = \frac{1,765}{1.015 \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot 0,18} = 3,22 \frac{m}{s}$$

Por tanto:

$$Re_c = \frac{\rho_c \cdot u_c \cdot l_{c_c}}{\mu_c} = 9.804,9 \quad Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{K} = 16,81$$

Efectivamente la correlación a aplicar es válida, operando:

$$h_c = \frac{Nu_c \cdot K_c}{l_{c_c}} = \frac{0,4 \cdot Pr^{0,4} \cdot Re^{0,64} \cdot K_c}{l_{c_c}} = 33.699,6 \frac{W}{m^2 \cdot K^2}$$

o **Coefficiente de convección del fluido frío**

$$\rho_f = 1.000 \frac{J}{kg \cdot K}, \mu_f = 6,533 \cdot 10^3 Pa \cdot s, c_{c_f} = 4.187 \frac{J}{kg \cdot K}, K_f = 0,631 \frac{W}{m \cdot K} \quad l_{c_f} = 6 \cdot 10^{-3} m$$

$$\dot{Q} = \frac{m}{\rho} = u \cdot A_{canal} \Rightarrow u_f = \frac{\dot{m}_2}{\rho \cdot A_{canal}} = \frac{1,765}{1.000 \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot 0,18} = 3,27 \frac{m}{s}$$

Por tanto:

$$Re_f = \frac{\rho_f \cdot u_f \cdot l_{c_f}}{\mu_f} = 15.016,1 \quad Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{K} = 4,34$$

Efectivamente la correlación a aplicar es válida, operando:

$$h_f = \frac{Nu_f \cdot K_f}{l_{c_f}} = \frac{0,4 \cdot Pr^{0,4} \cdot Re^{0,64} \cdot K_f}{l_{c_f}} = 35.639,4 \frac{W}{m^2 \cdot K^2}$$

Finalmente, el coeficiente global de transferencia de calor resulta:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{33.699,6} + \frac{0,6 \cdot 10^{-3}}{15} + \frac{1}{35.639,4} + 6 \cdot 10^{-5}} = 6.339,8 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

* El método de efectividad y número de unidades de transmisión, consiste en determinar el intercambio de calor por cada grado de diferencia de temperatura, expresándose como:

$$Q = \varepsilon \cdot (m \cdot c_p)_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})$$

Para definir la eficiencia del intercambiador hay que conocer cuál es el fluido que posee el $(m \cdot C_p)_{\min}$, y dependiendo de cual se trate, la eficiencia será:

$$\varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}, \text{ si } (m \cdot c_p)_{\min} = (m \cdot c_p)_f \quad \varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}, \text{ si } (m \cdot c_p)_{\min} = (m \cdot c_p)_c$$

Particularmente, $(m \cdot c_p)_{\min} = (m \cdot c_p)_c \Rightarrow \varepsilon = 0,7$

Mientras que el parámetro adimensional NTU mínimo (número de unidades de transmisión) se define como:

$$NTU_{\min} = \frac{\ln\left(\frac{1 - C_R \cdot \varepsilon}{1 - \varepsilon}\right)}{1 - C_R}$$

Siendo $C_R = \frac{(m \cdot c_p)_{\min}}{(m \cdot c_p)_{\max}}$. Por simetría $m_1 = m_2$, aunque como por el circuito primario circula mezcla de propilen-glicol y por el secundario agua se tiene:

$$C_R = \frac{c_{p1}}{c_{p2}} = \frac{3.833}{4.187} = 0,915 \Rightarrow NTU_{\min} = 2,129$$

Por otro lado, el parámetro dimensional NTU, o número de unidades transmisión se entiende como:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{(m \cdot C_p)_{\min}}$$

Entonces, igualando la expresión del coeficiente de transferencia de calor obtenido por ambos métodos se tiene:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{K_m} + \frac{1}{h_f} + R} = \frac{NTU_{\min} \cdot (m \cdot c_p)_{\min}}{A}$$

De modo que se puede despejar el área del intercambiador de placas y, en último lugar, teniendo en cuenta la superficie de una única placa, resolver el número de placas del mismo:

$$A = \frac{NTU_{\min} \cdot (m \cdot c_p)_{\min}}{U} = \frac{2,129 \cdot \left(1,765 \frac{kg}{s} \cdot 3.795,1 \frac{J}{kg \cdot K}\right)}{6.339,8 \frac{W}{m^2 \cdot K}} = 2,249 m^2$$

$$A = n^{\circ} \text{ placas} \cdot A_{\text{placa}} \Rightarrow n^{\circ} \text{ placas} = \frac{2,249}{0,519 \cdot 0,18} = 24,1 \text{ placas}$$

Finalmente se obtiene que el número de placas necesario para el intercambiador entre el circuito primario y el circuito secundario, resulta igual a 25 placas.

El intercambiador elegido es la marca Alfa Laval y el modelo elegido es M3 con una potencia térmica de 50 kW.



Figura 5: Intercambiador de calor de placas. Fuente: Catálogo Alfa Laval.

11.1.3 DIMENSIONADO DEL SISTEMA DE ACUMULACIÓN

El funcionamiento del acumulador de una instalación solar debe permitir, cuando se requiere, que se extraiga agua caliente de la parte superior y, si el control de temperaturas de salida determina que el agua se encuentra a la temperatura adecuada, superando los 60°C que el RITE estipula para prevenir el contagio de legionela, se derive bien directamente al consumo o bien a un segundo acumulador desde donde se distribuye al consumo.

Para diseñar el acumulador de la instalación solar se siguen los siguientes pasos:

- 1) Decidir si efectivamente se implementa un acumulador con intercambiador exterior.
- 2) Determinar el volumen de acumulación y decidir si se fracciona o no en varios acumuladores.
- 3) Seleccionar el material del acumulador.
- 4) Seleccionar un modelo real de una determinada marca comercial.

10.1.3.1 DIMENSIONADO DEL ACUMULADOR DEL CIRCUITO SECUNDARIO

Volumen del acumulador

La exigencia del CTE en lo que se refiere al volumen del tanque acumulador solar indica que su volumen se debe situar en el intervalo:

$$50 \text{ L/m}^2 < \frac{V}{A_{\text{colectores}}} < 180 \text{ L/m}^2$$

Donde $A_{\text{colectores}}$ corresponde al área de captación solar que se tiene en cubierta. En este sentido, como la cubierta se ha llenado con colectores para suministrar ACS, aproximadamente 80 paneles, se tiene que:

$$50 \text{ L} < \frac{V}{80 \cdot 2,57 \text{ m}^2} < 180 \text{ L} \Leftrightarrow 10.280 \text{ L} < V < 37.008 \text{ L}$$

Con escaso grado de precisión, el CTE recomienda un volumen de acumulación situado entre los 10.000L y los 38.000L.

Un dimensionado acertado que permite acotar el volumen del acumulador consiste en considerar las Instrucciones Técnicas Complementarias al RITE (ITE 10.1.3.2), donde se indica que las instalaciones cuyo consumo sea constante a lo largo del año, el volumen del depósito de acumulación tiene que cumplir la condición:

$$0,8 \cdot M \leq V \leq M$$

Donde:

M : consumo medio diario de los meses de verano.

Dicho con otras palabras, un depósito de volumen ligeramente inferior a la demanda diaria de ACS (en L/día). De manera que:

$$V \approx 18.000L$$

En cualquier caso se trata de un acumulador demasiado grande, cuya adquisición, mantenimiento e instalación pueden ser complicadas, por lo que se hace difícil pensar en un acumulador de este tamaño. Se opta por dos acumuladores de 10.000L conectados en serie invertida con el circuito de consumo o en paralelo con los circuitos primarios y secundarios equilibrados, tal como se puede ver en las figuras:

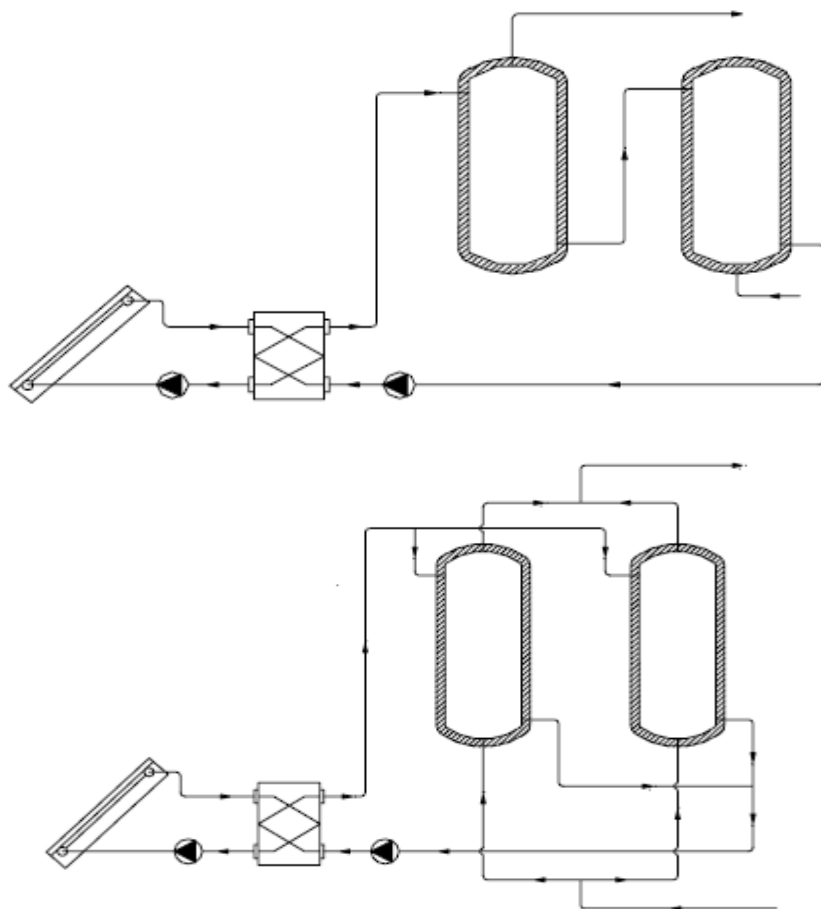


Figura 6: a) Conexión en serie invertida con el circuito de consumo. b) Conexión en paralelo con el circuito secundario equilibrado. Fuente: Pliego de Condiciones Técnicas de Baja Tensión.

La conexión de los acumuladores permite la desconexión individual de los mismos sin interrumpir el funcionamiento de la instalación.

Selección del material y modelo

La Norma UNE 112076 "Prevención de la Corrosión en Circuitos de Agua", indica ciertos detalles que deben cumplir los grandes acumuladores de ACS, recomendando su protección catódica realizada según la Norma UNE-EN 12499:

- Montar acumuladores verticales vacíos calentados por intercambiador exterior de placas, equipados con una boca de hombre de diámetro interior mínimo de 400 mm situada en uno de los laterales del depósito y cerca del suelo.
- Los acumuladores deben tener en el fondo superior la salida de agua caliente bajada 3 cm dentro del depósito y una toma de $\frac{1}{2}$ que permita una purga de gases eficaz.
- En el fondo inferior debe dejarse un manguito que permita una purga de lodos suficiente. La longitud de los manguitos no debe superar 1,5 veces su diámetro.
- Los depósitos deben ser galvanizados en caliente o revestirse con una pintura epoxy adecuada tanto interior como exteriormente.

Al contener directamente el depósito el agua de consumo se descarta el acero negro típico de los acumuladores de inercia, para prevenir el riesgo que presenta para la salud humana. Las opciones que se barajan son el cobre, el acero inoxidable y el acero con tratamiento esmaltado o vitrificado.

Los acumuladores fabricados íntegramente en cobre prácticamente han desaparecido del mercado por el encarecimiento en el coste que supone este material. Únicamente existen algunos fabricantes que los ofrecen para pequeños volúmenes.

Los acumuladores de acero inoxidable son la opción más cara de las dos restantes. El alto contenido en cromo del acero inoxidable les dota a estos acumuladores de su característica falta de reactividad ante la posible oxidación. El problema del acero inoxidable es el elevado precio y su gran sensibilidad al agua de consumo con presencia de cloruros y/o bajos valores de pH.

Los acumuladores contruidos en acero con tratamiento vitrificado o esmaltado requieren la presencia de un sistema de protección activo (con ánodos de protección). Pero dado que se trata de un material de muy buena calidad para su empleo en acumuladores de ACS y presentan los precios mucho más reducidos que el acero inoxidable se ha optado por la opción de acero vitrificado.

De manera que el acumulador elegido es un depósito de inercia para ACS vertical en acero al carbono ST-37.2, con conexiones roscadas y aislamiento térmico flexible en plancha de poliuretano de 100 mm, terminado en skay, de la marca LLORGIL modelo PS-RS, versión Jumbo.

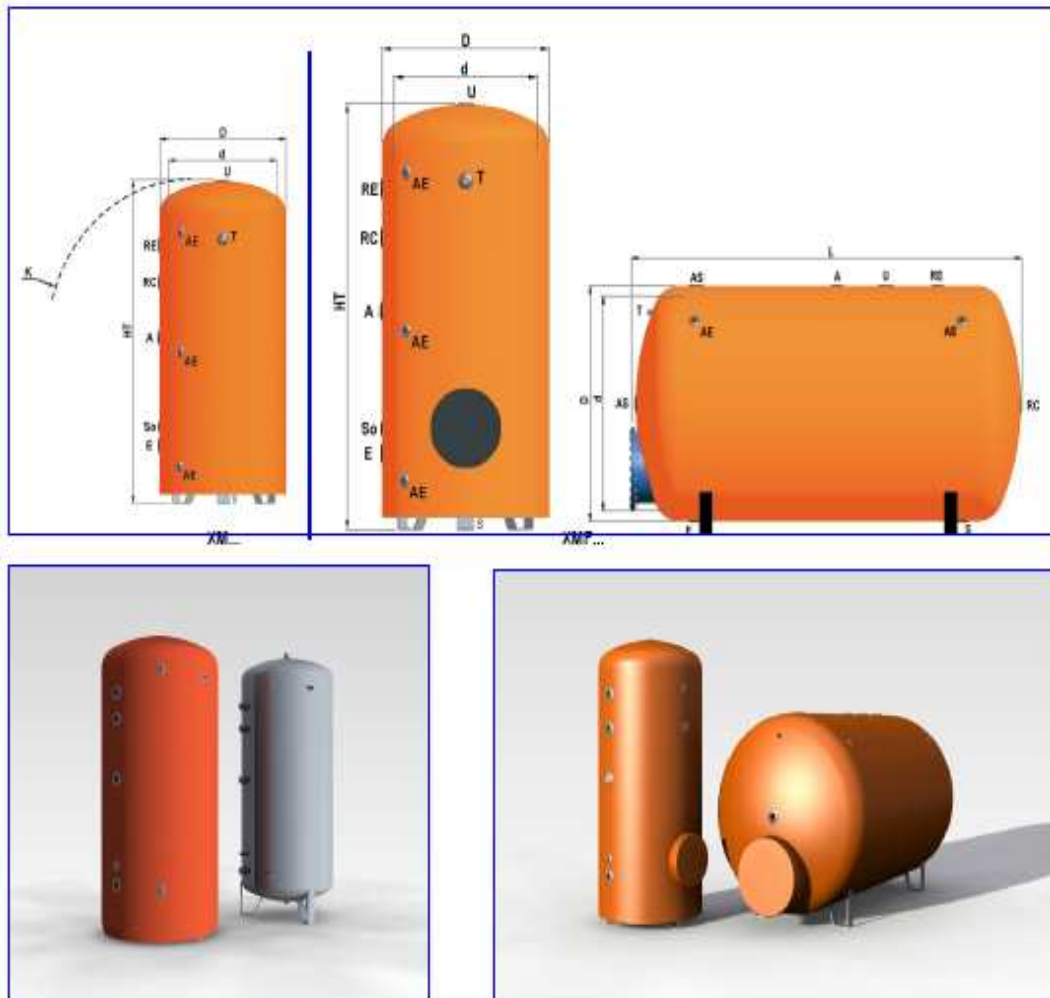


Figura 7: Acumuladores solares de ACS. Fuente: Catálogo Thermal Manufacturas SL LLorgil.

11.1.4 DIMENSIONADO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Se calculan los principales elementos hidráulicos del circuito hidráulico primario de la instalación, esto es, la bomba de impulsión y el vaso de expansión.

11.1.4.1 DIMENSIONADO DE LA BOMBA DE IMPULSIÓN DEL PRIMARIO

La bomba de impulsión se encarga de hacer circular el fluido a través del circuito hidráulico de la instalación. El dimensionado de la bomba consiste en la valoración cuantitativa de las pérdidas de carga por fricción que sufre el fluido en circulación a lo largo de las tuberías, captadores, intercambiadores, válvulas, etc.

Aunque la instalación utiliza varias bombas de impulsión, además de la de los circuitos primario y secundario, como ejemplo de cálculo, se procede a desarrollar el dimensionado de la bomba de impulsión del circuito primario.

11.1.4.1.1 CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA

Las pérdidas de carga son las pérdidas de energía dinámica del fluido debido a la fricción de las partículas del fluido entre sí y con las paredes de la tubería por la que circulan. Pueden ser continuas, a lo largo de conductos regulares, accidentales o localizadas debido a circunstancias particulares, como un estrechamiento, un cambio de dirección, la presencia de una válvula. La pérdida de carga se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot \rho_{\text{fluido}} \cdot v_{\text{fluido}}^2 \cdot \left(\lambda \cdot \frac{L}{D} + \sum K \right)$$

Donde:

ρ_{fluido} : densidad del fluido (kg/m³).

v_{fluido} : velocidad del fluido (m/s).

λ : coeficiente de fricción.

L : longitud de la tubería (m).

D : diámetro interior de la tubería (m).

K : coeficiente de pérdida de los distintos elementos que se encuentran en el circuito.

La velocidad del fluido en el interior de la tubería se puede calcular como:

$$v_{\text{fluido}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{\text{int}}^2} \quad Q = \frac{m_1}{\rho}$$

Donde:

Q : caudal de fluido que circula en la tubería del circuito primario (m³/s).

D_{int} : diámetro interior de la sección transversal de la tubería (m).

El coeficiente de fricción se obtiene a partir del número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería a través del diagrama de Moody:

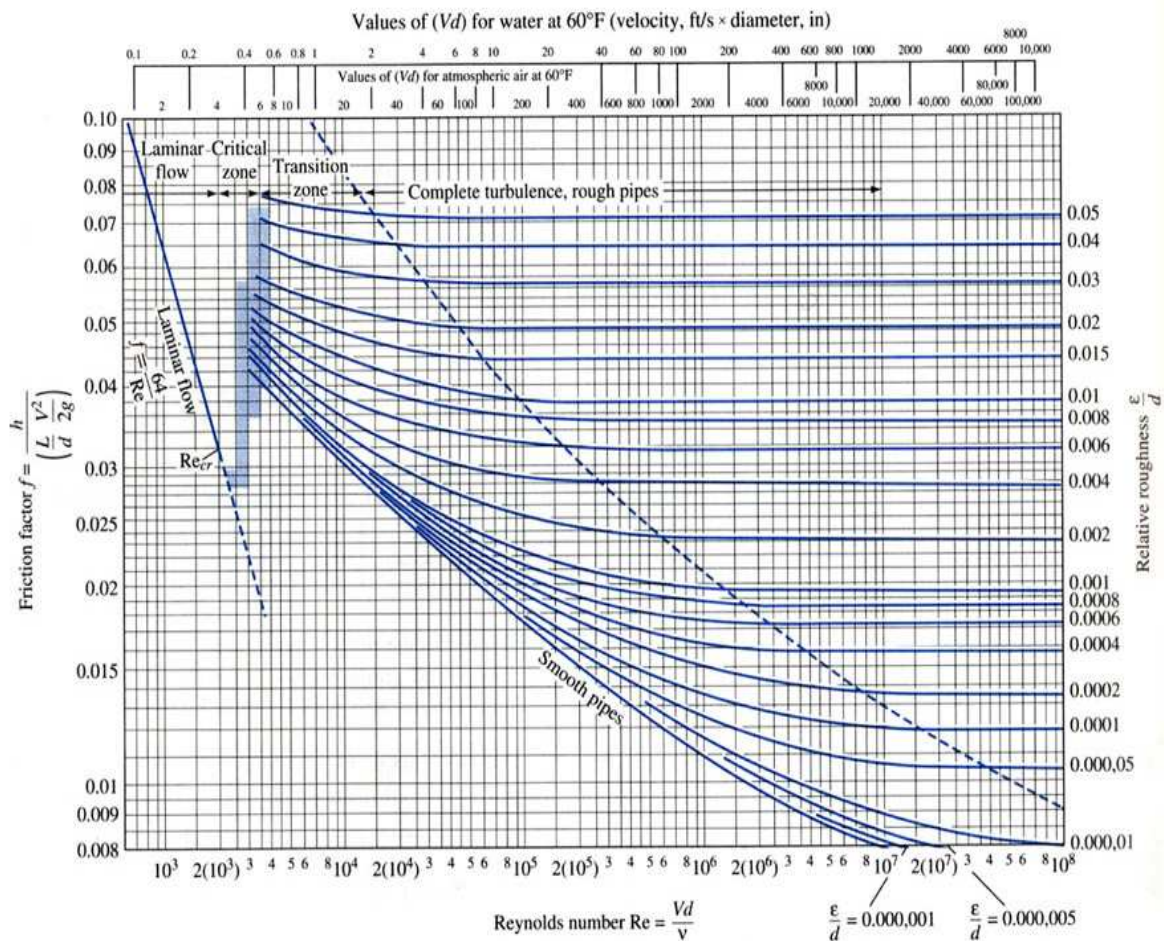


Figura 8: Diagrama de Moody.

Recuérdese que:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_{int}}{\mu}, \frac{\epsilon}{D}$$

Donde:

ρ : densidad del fluido caloportador (kg/m^3).

v : velocidad del fluido a través del circuito primario (m/s).

μ : viscosidad dinámica del fluido caloportador (Ns/m^2).

D_{int} : diámetro interior de la tubería (m).

ϵ : rugosidad de la tubería (mm).

D : diámetro interior de la tubería (m).

Hay que tener en cuenta las pérdidas de carga que se producen en este circuito:

1. Pérdidas de carga por fricción en el circuito hidráulico de tuberías y accesorios.

2. Pérdidas de carga en los colectores.
3. Pérdidas de carga en el intercambiador de calor.

Pérdidas de carga en las tuberías del circuito primario

Particularmente para las tuberías del circuito primario, operando se obtiene:

$$Q = \frac{1,765 \frac{kg}{s}}{1.015 \frac{kg}{m^3}} = 1,739 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s} \Rightarrow v_{fluido} = \frac{4 \cdot 1,739 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (52 \cdot 10^{-3})^2} = 0,819 \frac{m}{s}$$

Velocidad que cumple con la especificación del DTIE, que informa de que la velocidad del fluido debe encontrarse entre 0,3 y 2 m/s.

Considerando las propiedades medias del fluido a lo largo del año y la rugosidad del cobre:

$$Re = \frac{1.015 \cdot 0,8 \cdot 52 \cdot 10^{-3}}{4,89 \cdot 10^{-3}} = 8.425,36; \quad \frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,0015}{52} \approx 3 \cdot 10^{-5}$$

Por tanto, entrando en el diagrama de Moody, teniendo en cuenta los dos parámetros calculados, el coeficiente de fricción presenta el valor de **0,032**.

Además, en cualquier circuito de tuberías, además de las pérdidas de carga por fricción, se tienen otras pérdidas menores de los elementos que se encuentran en el circuito como los codos, las curvas, las válvulas y las contracciones y expansiones bruscas o graduales. Consultando bibliografía, para un diámetro nominal de tubería similar a la tubería de la instalación

Tipo de elemento	K	Número	$\sum K$
Codo 90°	1,5	12	18
Codo 45°	0,32	4	1,28
Válvulas	8,2	6	42,9
Contracción brusca	0,4	3	1,2
Expansión brusca	1	3	3
Total			75

Tabla 3: Valores del coeficiente de pérdidas en función del accesorio empleado. Fuente: Frank M. White.

Ya se puede calcular la pérdida de carga que tiene lugar en el circuito hidráulico de tuberías y accesorios, tomando la longitud total de tubería igual al trazado de tubería de acuerdo al conexionado elegido y el trazado a través de un patinillo o similar hasta el cuart de caldera situado en un local interior de la planta baja. Aplicando un factor de 1,25 que considere la imprecisión de la estimación:

$$L_{tubería} = [(33 \cdot 6) + (13,1 \cdot 2) + (31 \cdot 2) + (20 \cdot 2)] \cdot 1,25 \approx 400m$$

$\rho_{fluido} \text{ (kg/m}^3\text{)}$	$v_{fluido} \text{ (m/s}^2\text{)}$	L (m)	D (mm)	λ	$\sum K$	$\Delta P \text{ (Pa)}$
1.015	0,819	400	52	0,032	75	109.324,4

Tabla 4: Pérdida de carga en el circuito hidráulico primario de tuberías y accesorios.

Pérdida de carga en los colectores

La pérdida de carga en los colectores solares se puede calcular utilizando idéntica expresión que para las tuberías, pues en realidad, el colector está constituido internamente por una parrilla de tuberías. No obstante, puesto que el fabricante proporciona en la ficha técnica del colector elegido una fórmula matemática para el cálculo de pérdidas de carga, inmediatamente se tiene:

$$\Delta P_{colector} = 4,48 \text{ mbar} = 448 \text{ Pa}$$

Pérdida de carga en el intercambiador de calor

La pérdida de carga en los intercambiadores de calor de placas se puede calcular mediante la expresión:

$$\Delta P = 4 \cdot f \cdot \frac{L}{l_c} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Donde:

ρ : densidad del fluido caloportador (kg/m³).

v : velocidad del fluido a través del intercambiador de calor (m/s).

L : altura útil de las placas de intercambiador (m).

l_c : longitud característica del canal (m).

f : factor de fricción.

Para el cálculo del factor de fricción se pueden emplear tablas y la ecuación de Shah y Focke, que presenta la forma:

$$f = C \cdot \text{Re}^m$$

Las constantes C y m son función del número de Reynolds y dependiendo del rango en el que nos encontramos presentan los valores siguientes:

Re	C	m
Re<10	17	-1
10<Re<101	6,29	-0,57
101<Re<85	1,141	-0,2
Re>855	0,581	-0,1

Tabla 5: Valores de los parámetros C y m en función del número de Reynold: Fuente: Frank M. White

Del dimensionado del intercambiador de calor, para el lado caliente del intercambiador de calor que conecta con el campo de colectores y por donde circula el fluido que transmite la energía térmica:

$$Re_c = 9.804,9, Re_f = 15.016,1$$

De modo que para ambos fluidos: $C = 0,581$ y $m = -0,1$. Así:

$$f_c = 0,232, f_f = 0,222$$

Las pérdidas de carga que experimentan cada uno de los fluidos son:

$$\Delta P_c = 4 \cdot 0,232 \cdot \frac{0,519m}{6 \cdot 10^{-3}m} \cdot \frac{1.015 \frac{kg}{m^3} \cdot 3,22^2 \frac{m^2}{s^2}}{2} = 422.388,3Pa$$

$$\Delta P_f = 4 \cdot 0,222 \cdot \frac{0,519m}{6 \cdot 10^{-3}m} \cdot \frac{1.015 \frac{kg}{m^3} \cdot 3,27^2 \frac{m^2}{s^2}}{2} = 416.831,6Pa$$

Finalmente, para el intercambiador se tiene:

$$\Delta P_{\text{int_ercamiador_calor}} = \max(\Delta P_c, \Delta P_f) = 422.388,3Pa \approx 423kW$$

La pérdida no puede ser demasiado elevada, para valores superiores no es rentable el uso del intercambiador.

11.1.4.1.2 SELECCIÓN DE LA BOMBA

Una vez determinadas todas las pérdidas que se producen en el circuito primario, es decir, la pérdida soportada en los colectores, en el intercambiador de calor y en las tuberías y accesorios del circuito primario, se puede calcular la pérdida total, que es la potencia de la bomba a elegir:

$$P_{\text{bomba_primario}} = \sum \Delta P = 109.324,4 + 448 + 422.388,3 = 532.160,7Pa \approx 532kW$$

Para determinar la potencia de la bomba de impulsión del primario sólo hay que multiplicar la pérdida de carga del primario por el caudal:

$$W_{\text{Bomba_primario}} = P_{\text{Bomba_primario}} \cdot Q = 939,26kW$$

Típicamente, las curvas de funcionamiento que facilitan los fabricantes para la elección de bombas representan altura frente a caudal, de forma que:

$$Altura_{bomba_primario} = \frac{P_{bomba_primario}}{g \cdot \rho_{fluido}}$$

$\Delta P_{bomba_primario}$: pérdida de carga que soporta la bomba del circuito primario (Pa).

ρ_{fluido} : es la densidad del fluido caloportador que circula por el circuito primario (kg/m^3).

g : aceleración de la gravedad = $9,8 \text{ m/s}^2$.

Cumpliendo con el CTE, sección HE4, en instalaciones superiores a 50 m^2 se deben montar dos bombas idénticas en paralelo, dejando una de reserva, tanto en el circuito primario como en el secundario. En este caso se prevee el funcionamiento alternativa de las mismas, de forma manual o automática.

Por tanto para conocer la potencia del motor de accionamiento sustituiremos los valores en la siguiente expresión:

$$W = \frac{\Delta P_{bomba} \cdot 1,765 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\rho \cdot \eta} = \frac{939,26 \cdot 1,765 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1.015 \cdot 0,8} = 2,04 \text{ kW}$$

Consultando el catálogo de GRUNDFOS, con una amplia experiencia demostrada en todo tipo de bombas para instalaciones en el ámbito de la edificación, dentro de la gama Magna, se encuentra la curva de característica que permite ajustar la elección de la bomba:

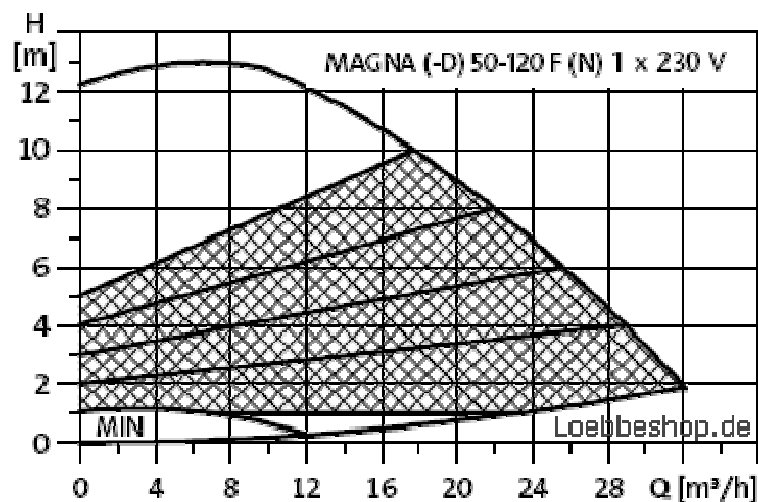


Figura 9: Curva característica altura-caudal de la bomba Grundfos Magna. Fuente: Catálogo Grundfos 2010.

Para impulsar una altura de 14 m un caudal de $6,17 \text{ m}^3/\text{h}$ se ha optado por una bomba Grundfos MAGNA 50-120F:



Figura 10: Bomba Grundfos Serie Magna. Fuente: Catálogo GRUNDFOS 2010.

11.1.4.2 DIMENSIONADO DE LOS VASOS DE EXPANSIÓN

Los vasos de expansión son unos depósitos utilizados para absorber las dilataciones de fluidos al calentarse. Son muy utilizados los vasos de expansión cerrados de tipo membrana, los cuales tienen dos zonas, una llena de líquido en contacto con la mezcla y otra llena de aire o nitrógeno separadas por una membrana totalmente impermeable, de tal manera que cuando el fluido se expande y aumenta de volumen, la membrana se comprime y se logra una presión de funcionamiento estable. Se procuran conectar de forma que su situación favorezca que, siendo la aspiración de las bombas las zonas siempre más convenientes.

Los vasos de expansión se conectan preferentemente en la aspiración de la bomba, favoreciendo que la expansión del fluido sea siempre absorbida por los mismos. Cuando no se cumpla el punto anterior, la altura en la que se sitúan los vasos de expansión abiertos es tal que se asegure el no desbordamiento del fluido y la no introducción de aire en el circuito primario.

Para calcular el volumen necesario de los vasos de expansión, se tiene en cuenta el volumen máximo y el volumen mínimo correspondientes a las temperaturas máximas y mínimas que albergan las tuberías, el intercambiador de calor y los captadores, ya que el incremento de volumen a la temperatura máxima y el volumen a la temperatura mínima, debe ser el absorbido por el vaso, multiplicando por 2 ya que el vaso está dividido en dos partes, y solamente una de ellas contiene líquido. Como ejemplo de cálculo se calcula el vaso de expansión situado en el circuito primario.

Vaso de expansión del circuito primario

La masa que contiene el vaso de expansión es la del fluido que circula por el circuito primario:

$$m = (V_{\text{colectores}} + V_{\text{circuito_primario}} + V_{\text{intercambiadores}}) \cdot \rho_{\text{fluido}}$$
$$m = \left(V_{\text{colector}} \cdot n^{\circ}_{\text{colectores}} + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L_{\text{tuberia}} + \frac{1}{2} \cdot W \cdot e \cdot L \right) \cdot \rho_{\text{fluido}}$$

Donde:

D : diámetro interior de las tuberías del circuito hidráulico (m).

L : longitud total de tuberías del circuito hidráulico (m).

L : altura del intercambiador de calor (m).

e : espesor de las placas del intercambiador de calor (m).

W : ancho del intercambiador de calor (m).

Teniendo en cuenta las dimensiones de los colectores y del intercambiador:

$$m = \left(2,079 \cdot 1,239 \cdot 0,1 + \frac{\pi \cdot 0,052^2}{4} \cdot 350 + \frac{1}{2} \cdot 0,191 \cdot 0,618 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} \right) m^3 \cdot 1.015 \frac{kg}{m^3} = 1.015,94 kg$$

La temperatura más baja que, previsiblemente, alcanzará el fluido que circula a través del circuito primario es la temperatura más baja del mes más frío del año en Oviedo, esto es, según el histórico entre los años 1972-2000, 4,5°C. A esta temperatura, el volumen específico del fluido es:

$$\nu_{\text{vaso_min}} = 9,67 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{kg}$$

Como temperatura máxima se toma aquella que son capaces de soportar los colectores, aproximadamente 200°C. A esta temperatura, el volumen específico del fluido es:

$$\nu_{\text{vaso_max}} = 1,1 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$$

Por lo que el volumen que debe ser capaz de albergar el vaso de expansión es:

$$V_{\text{vaso_circuito_primario}} = m \cdot \Delta \nu = 1.015,94(1,1 \cdot 10^{-3} - 9,67 \cdot 10^{-4}) = 0,135 m^3$$

Para un coeficiente de seguridad de 1,5 se tiene un volumen del vaso de expansión:

$$V_{\text{vaso_circuito_primario}} = 1,5 \cdot 0,135 m^3 = 0,2025 m^3 = 202,5 L$$

Se ha escogido un vaso de expansión de las siguientes características:

Características del vaso	
Fabricante	Ibaiondo
Modelo	220 AMR
Tipo	Membrana recambiable
Capacidad	200 L
Presión máxima	10 kg/cm ²
Diámetro máximo	485 mm
Altura	1.405 mm



En resumen, la instalación solar diseñada para la cobertura del 41,2% del ACS anual se muestra con el esquema de principio siguiente:

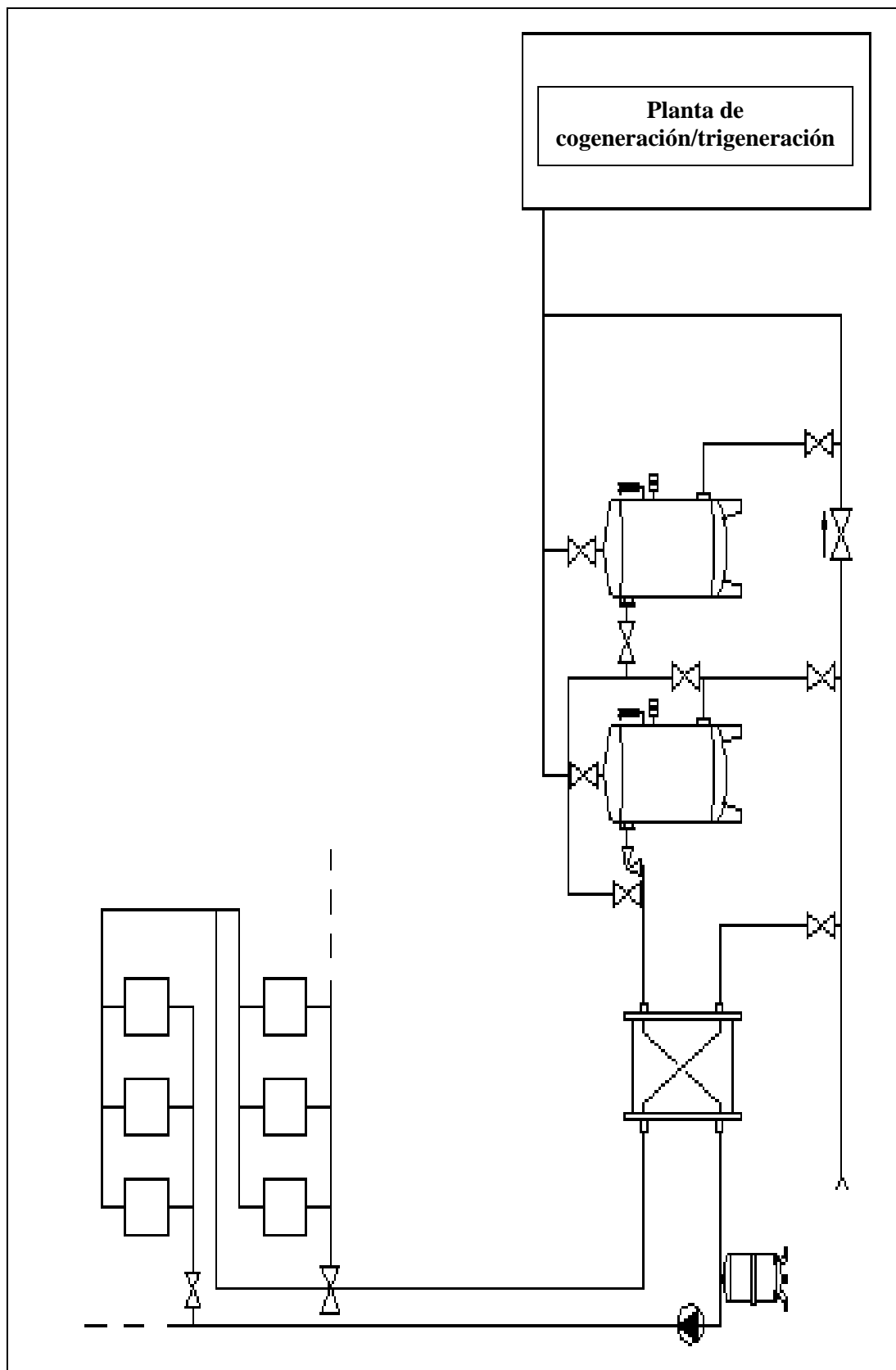


Figura 10: Instalación solar de ACS completa.

11.2 DIMENSIONAMIENTO DE COGENERACIÓN

11.2.1 DIMENSIONADO DEL MOTOR DE MICROCOGENERACIÓN

El dimensionado del motor de cogeneración se realiza tomando como criterio de diseño la cobertura del ACS en verano, mínima demanda anual, desvinculada la producción de origen solar. Aunque ésta última no pueda asegurarse en días nublados y lluviosos, o cuando la radiación solar sea inexistente, un correcto dimensionado exige esta consideración, pues al tratarse de un diseño múltiple, no tiene sentido asegurar sucesivamente cada uno de los sistemas, si no que es suficiente con el apoyo de energía convencional para la situación más desfavorable posible, pudiendo ajustar cada uno de ellos a la demanda que el planteamiento propone satisfacer.

Efectuadas varias simulaciones para distintos micromotores de cogeneración en diferentes regímenes de funcionamiento, que integran los costes e ingresos asociados a la adquisición del motor, se descubre que el planteamiento óptimo es el funcionamiento en discriminación horaria con acumulación, al conseguir una elevado ingreso eléctrico con prima y un REE próximo al 56%, que repercute positivamente en el complemento por eficiencia percibido y cubre adecuadamente la necesidad de calor que pretende el diseño. Así, se plantea la instalación de un motor de las siguientes características:

Características del motor	
Fabricante	Senergie
Distribuidor	Altare
Motor	MWM L4
Modelo	Senergino Ti
Combustible	Gas Natural
Potencia eléctrica	50 kW
Potencia térmica	77 kW
Consumo de combustible	145 kW
Rendimiento eléctrico	34,5%
Rendimiento térmico	53,1%
Rendimiento global	87,6%



Se decide asimismo que el equipo opere según el régimen:

- Temporada: Todo el año
- Horas/día: 16 horas (8.00 horas -24.00 horas)
- Días/semana: 5
- Semanas/año: 48

No obstante, se prevé que la máquina pare para realizar labores de mantenimiento, estimando el tiempo de parada en unas 259 horas anuales aproximadamente, lo que establece una disponibilidad del 93%. Además, los parámetros térmicos y eléctricos del motor se minoran con un rendimiento del 95%, mientras que el consumo se mayor en un 1,025%. Se tiene el siguiente resumen térmico y eléctrico:

RESUMEN TÉRMICO

Mes	Consumo gas (kWh)	Potencia eléctrica (kWh)	Potencia térmica (kWh)	Potencia térmica aprovechada (kWh)	Potencia térmica disipada (kWh)
Ene	49.145	13.712	21.769	21.769	0
Feb	49.145	13.712	21.769	21.769	0
Mar	51.603	14.398	22.858	22.858	0
Abr	49.145	13.712	21.769	21.769	0
May	49.145	13.712	21.769	21.769	0
Jun	54.060	15.083	23.946	12.438	11.100
Jul	56.517	15.769	25.035	9.830	15.204
Ago	0	0	0	408	0
Sep	54.060	15.083	23.946	9.733	13.805
Oct	51.603	14.398	22.858	12.077	11.189
Nov	51.603	14.398	22.858	22.858	0
Dic	51.603	14.398	22.858	22.858	0
Total	567.629	158.373	251.437	200.138	51.299

Tabla 5: Resumen térmico de la actuación de la planta de microcogeneración.

RESUMEN ELÉCTRICO

Mes	Tarifa (€)	Complemento eficiencia (€)	Complemento reactiva (€)	Coste comercializador (€)	Total (€)
Ene	2.596,30	60,01	28,44	137,12	2.556,79
Feb	2.596,30	60,01	28,44	137,12	2.556,79
Mar	2.726,12	63,01	29,29	143,98	2.684,06
Abr	2.596,30	60,01	22,75	137,12	2.551,11
May	2.596,30	60,01	22,75	137,12	2.551,11
Jun	2.855,93	69,01	25,02	150,83	2.806,22
Jul	2.985,75	69,01	26,16	157,69	2.933,77
Ago	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Sep	2.855,93	66,01	25,02	150,83	2.806,22
Oct	2.726,12	63,01	23,89	143,98	2.678,66
Nov	2.726,12	63,01	29,86	143,98	2.684,63
Dic	2.726,12	63,01	29,86	143,98	2.684,63
Total	29.987,28	696,08	291,47	1.583,73	29.494,00

Tabla 6: Resumen térmico de la actuación de la planta de minitrigeneración.

11.2.2 DIMENSIONADO DEL ACUMULADOR DE COGENERACIÓN

Dadas las características particulares de demanda, sumando a lo largo del día se comprueba que el calor disipado es lo suficientemente elevado como para que el equipo de microcogeneración funcione coordinado con un acumulador de calor que evite la disipación de calor que se produce fundamentalmente durante las horas de noche, donde apenas existe demanda de calor.

Se contempla entonces la alimentación de calor a través de un acumulador que se va llenando progresivamente hasta un volumen máximo, siempre que la suma de su contenido y la energía térmica horaria entregada por el motor supere la demanda horaria de calor.

En el caso de un depósito que pueda acumular todo el calor equivalente a la descarga del micromotor durante las 6 horas nocturnas de menor consumo, y que de otra forma se disiparía íntegramente, se dispone de la siguiente acumulación para el equipo escogido:

$$\text{Energía}_{\text{térmica}_{\text{acumulador}}} = 6h \cdot 68,0295 \text{ kWh} = 408,177 \text{ kWh}$$

Para el salto térmico con el que trabaja el motor, 65-85°C, y el calor específico del agua se tiene el siguiente volumen para el acumulador:

$$\text{Volumen}_{\text{acumulador}} = 408,177 \text{ kWh} \cdot \frac{3,6 \cdot 10^6 \text{ J}}{1 \text{ kWh}} \cdot \frac{1}{20 \text{ K}} \cdot \frac{1}{4.187 \text{ J/kg} \cdot \text{K}} \cdot \frac{1 \text{ L}}{1 \text{ kg}} = 17.547,6 \text{ L}$$

Se obtiene un acumulador aproximadamente igual a 18.000 L, tamaño excesivamente grande que sugiere la implantación de dos acumuladores de 10.000L, idénticos a los solares y con mayor aislamiento, o cuatro de 5.000 conectados entre sí para favorecer la estratificación entre los mismos. Su instalación previa obra exige una sala de calor lo suficientemente grande y de techo altos.

Lleno el acumulador, y puesto que el motor no puede desconectarse fuera del perfil diario de funcionamiento, es necesario disipar el calor mediante un elemento utilizado para este propósito. El diseño de cogeneración se completa con un **aerotermino de 70 kW** de potencia, máxima energía horaria disipada en verano mientras el motor opera.

11.3 DIMENSIONADO DE TRIGENERACIÓN

11.3.1 DIMENSIONADO DEL MOTOR DE MINICOGENERACIÓN

El dimensionado de trigeneración, a diferencia del de cogeneración, afecta tanto a los sistemas de climatización utilizados para la producción de frío, como al tamaño del motor cuyo ajuste sobre la demanda del edificio mejor se rentabilice económicamente. Una nueva estructura de demanda en la que se incluye el frío, incrementa los requerimientos en verano y uniformiza la demanda a lo largo del año, mejorándose el aprovechamiento térmico que el motor hace del calor. Se utiliza como en cogeneración, un criterio que tome como base del dimensionado la situación de mínima demanda, de tal manera que la producción se sintonice con la demanda conjunta de ACS y frío en verano. Al aumentar la demanda, se puede aumentar el tamaño del motor, cumpliendo con más holgura con el REE e incrementándose la venta de electricidad y sus complementos.

Se llega a la convicción de la implantación de un minimotor ALTARE de 300 kW eléctricos, operando en discriminación horaria todo el año, cuya producción térmica apenas disipa calor y cumple los objetivos de eficiencia propuestos como principio básico de actuación del diseño, obteniendo un REE del 73%. Así, se opta por la instalación de un equipo con el minimotor de las siguientes características:

Características del motor	
Fabricante	Liebherr V10
Distribuidor	Altare
Motor	MWM L4
Modelo	G9408EGR
Combustible	Gas Natural
Potencia eléctrica	300 kW
Potencia térmica	389 kW
Consumo de combustible	768 kW
Rendimiento eléctrico	39%
Rendimiento térmico	50,70%
Rendimiento global	89,70%



Se decide asimismo que el equipo opere según el régimen:

- Temporada: Todo el año.
- Horas/día: 16 horas (8.00 horas-24.00 horas).
- Días/semana: 5.
- Semanas/año: 48.

Con disponibilidad del 93% y coeficientes de corrección del 95% y del 1,025% para los parámetros eléctrico y de consumo respectivamente, se tiene el siguiente resumen:

RESUMEN TÉRMICO

Mes	Consumo gas (kWh)	Potencia eléctrica (kWh)	Potencia térmica (kWh)	Potencia térmica aprovechada (kWh)	Potencia térmica disipada (kWh)
Ene	260.301	82.272	109.978	109.978	20.294
Feb	260.301	82.272	109.978	109.978	20.860
Mar	273.316	86.385	115.477	115.477	22.854
Abr	260.301	82.272	109.978	109.978	21.401
May	260.301	82.272	109.978	109.978	27.880
Jun	286.331	90.499	120.976	120.976	59.830
Jul	299.346	94.612	126.475	126.475	62.411
Ago	0	0	0	0	0
Sep	286.331	90.499	120.976	120.976	59.814
Oct	273.316	86.385	115.477	115.477	58.795
Nov	273.316	86.385	115.477	115.477	22.410
Dic	273.316	86.385	115.477	115.477	21.626
Total	3.006.474	950.236	1.270.247	1.270.247	398.174

Tabla 7: Resumen térmico de la actuación de la planta de microcogeneración.

RESUMEN ELÉCTRICO

Mes	Tarifa (€)	Complemento eficiencia (€)	Complemento reactiva (€)	Coste comercializador (€)	Total (€)
Ene	15.577,81	1.192,76	170,62	4.113,58	12.827,61
Feb	15.577,81	1.192,76	170,62	4.113,58	12.827,61
Mar	16.356,70	1.252,39	175,74	4.319,25	13.465,58
Abr	15.577,81	1.192,76	136,50	4.113,58	12.793,48
May	15.577,81	1.192,76	136,50	4.113,58	12.793,48
Jun	17.135,59	1.371,67	150,14	4.524,93	14.072,83
Jul	17.914,48	1.371,67	156,97	4.730,61	14.712,51
Ago	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Sep	17.135,59	1.312,03	150,14	4.524,93	14.072,83
Oct	16.356,70	1.252,39	143,32	4.319,25	13.433,16
Nov	16.356,70	1.252,39	179,15	4.319,25	13.468,99
Dic	16.356,70	1.252,39	179,15	4.319,25	13.468,99
Total	179.923,71	13.835,96	1.748,84	47.511,80	147.937,07

Tabla 8: Resumen térmico de la actuación de la planta de minitrigeración.

11.3.2 DIMENSIONADO DEL ACUMULADOR DE TRIGENERACIÓN

El mayor tamaño del motor de minicogeneración implica, para una acumulación equivalente a la producción nocturna, un volumen de acumulación inviable. Se fija la acumulación en 20.000 litros, mediante la incorporación de dos acumuladores de la marca Llogel, idénticos a los calculados para el dimensionado solar y de microcogeneración, en la configuración ya citada. No obstante, es necesario incluir un elemento disipador que absorba el calor útil que no se pueda almacenar en el acumulador cuando la energía disponible supere a la demanda. La simulación muestra que la máxima potencia a disipar es igual a 340 kW, de modo que se puede emplear un **aerotermino de 350 kW**.

11.3.3 DIMENSIONADO DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN

El servicio de climatización basado en una aplicación de trigeneración se implementa con una máquina de absorción para el aprovechamiento del calor de refrigeración, de los gases de escape y del sistema postenfriador (calor de alta y baja temperatura).

El cálculo de la demanda horaria de frío muestra que la potencia máxima de climatización exigida en Oviedo, dadas sus temperaturas reales y las estimaciones consideradas, es aproximadamente igual a 550 kW, si bien la carga máxima térmica de climatización reflejaba un valor de 1.421 kW, potencia que en cualquier caso debe ser entregada por la máquina de absorción.

Poniéndose del lado de la seguridad y asumiendo la máxima potencia frigorífica, se plantea la adquisición de una máquina de la marca LS Mtron modelo LWM-W067 de simple efecto alimentada con agua caliente y potencia frigorífica de **1.600 kW**, con un COP igual a 0,8:

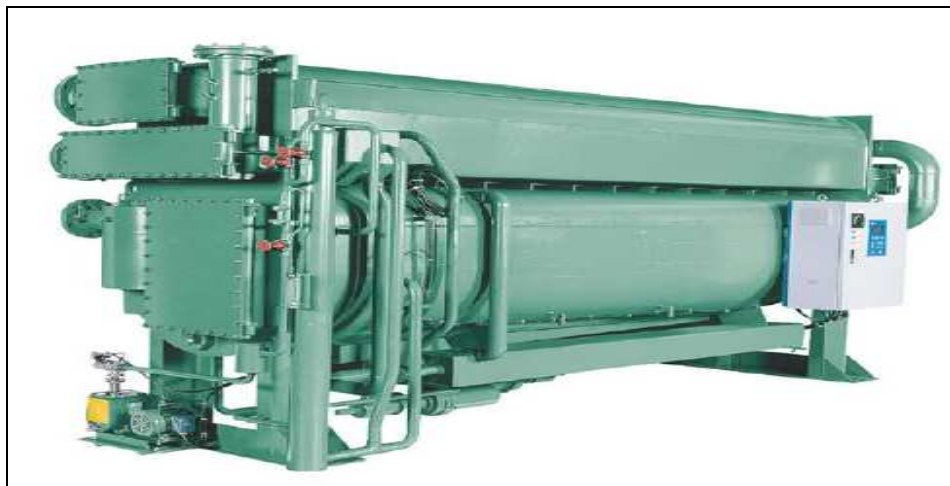


Figura 11: Equipo de Absorción marca LS Mtron de simple efecto alimentado con agua caliente.
Fuente: Grupo Nova Energía.

Se puede obtener el COP horario que debería presentar la máquina de absorción en función de la potencia que el motor entrega al grupo generador y condiciones climáticas que condiciones la demanda de frío. Se tienen, según los días, distintas situaciones de cargas,

aunque el COP máximo se sitúa en torno a 1,6. Ante la imposibilidad del aporte climático mediante absorción, es necesaria la actuación complementaria de una enfriadora convencional, que a continuación se dimensiona.

Por otra parte, nótese que al calor aportado por el motor de minicogeneración aprovechable no alcanza en ninguna hora, a tenor de la simulación de trigeneración, la potencia de 1.000 kW. Por lo tanto, téngase en cuenta que la máquina se ha sobredimensionado ligeramente, con vistas a la posible elección de un motor de mayor potencia.

Las características técnicas de esta máquina se pueden analizar en el correspondiente anexo de especificaciones del fabricante. No obstante, estas máquinas de absorción, bajo la distribución de la empresa GRUPO NOVA ENERGÍA son suministradas completamente ensambladas y evaluadas en fábrica, incluyendo:

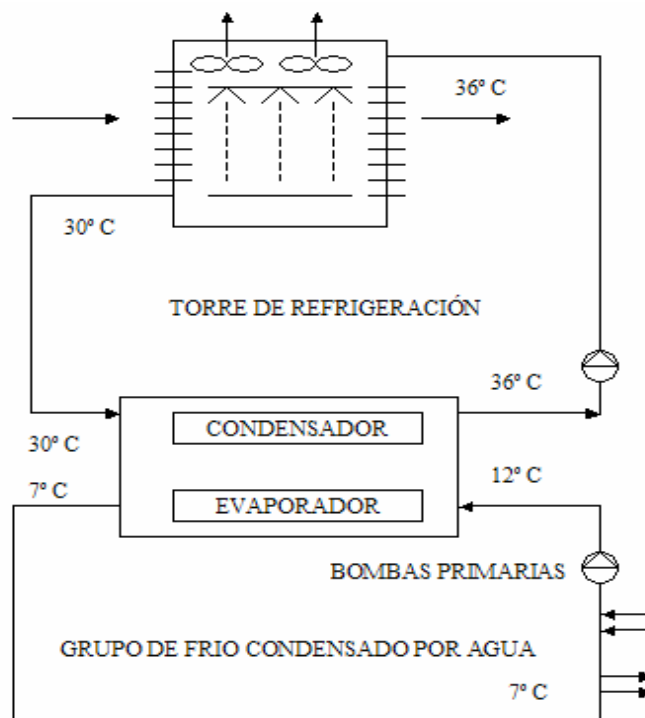
- ✓ Intercambiador de calor del generador.
- ✓ Intercambiador de calor del condensador.
- ✓ Intercambiador de calor del evaporador.
- ✓ Intercambiador de calor del absorbedor.
- ✓ Pre-aislado de superficies calientes y frías.
- ✓ Panel de Control que incluye:
 - ✓ Microprocesador PID con pantalla LCD y teclado para mostrar todos los parámetros de funcionamiento de la máquina, alarmas, rangos de temperatura, mensajes de advertencia, almacenamiento de información, número de horas de operación para toda la máquina e individualmente para cada bomba, ajuste de los puntos de programación.
- Contactos para alarmas, señales de funcionamiento y parada para las bombas de enfriamiento y agua de refrigeración de la torre, y motor del ventilador de la torre de refrigeración.
- MCB para cada bomba (Absorbente, refrigerante y de vacío).
- Transformador para salidas auxiliares.
- Filtro de ruido.
- Panel de ventilación con rejilla, filtro y ventilador.
- Puerta del panel de control con interruptor de seguridad.
- Interfaz de usuario para conexión BMS (BacNet, ModBus o software LS para conexión a Internet).
- Bomba de disolución absorbente con motor sellado y válvulas en la succión y en la descarga para un mantenimiento más sencillo.
- Bomba de disolución refrigerante con motor sellado y válvulas de corte en la succión y en la descarga para un mantenimiento más sencillo.
- Válvula de 3 vías para el control de agua caliente (provista no instalada).
- Superficies calientes con aislamiento de fibra de vidrio instalado en fábrica.
- Sensores de temperatura PT100 y PT1000.
- Manómetro de vacío de mercurio.
- Válvulas de regulación de caudal de agua refrigerada y solución.
- Interruptor de presión para el tanque de purga de los gases no condensables.
- Interruptor de presión para el agua enfriada.

11.3.4 DIMENSIONADO DE LA TORRE DE REFRIGERACIÓN

Además de este equipo, se necesita una torre de refrigeración para disipar el calor de condensación y absorción. Enre las características técnicas aportadas por el distribuidor, se tiene el caudal del agua de enfriamiento, y sus temperaturas de entrada y salida, con lo cual se puede determinar la potencia de la torre de refrigeración a utilizar para la absorción.

$$Potencia_torre = 674,10 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1h}{3.600s} \cdot \frac{1.000kg}{m^3} \cdot 4.187 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot (34 - 29)K = 3,921kW$$

Quedando el esquma de funcionamiento de la siguiente manera:



Se elige una torre de absorción EWB de las siguientes características:

Características de la torre	
Fabricante	EWB
Modelo	2875
Caudal de agua en circulación	674,10 m ³ /h
Temperatura de entrada del agua a la torre	35 °C
Temperatura de entrada del agua a la torre	29 °C
Temperatura de diseño de bulbo húmedo	23 °C
Potencia máxima a disipar	4,597 m ³ /h
Pérdidas por evaporación	12,4 m ³ /h

11.3 DIMENSIONADO DE LA INSTALACIÓN CONVENCIONAL

Además de la insuficiencia de espacio en cubierta, la intermitencia y carácter instantáneo de la radiación solar, la existencia de días nublados y estacionalidad en el consumo propician que la instalación solar en ocasiones no pueda llegar a cubrir la producción solar calculada. Del mismo modo, la disponibilidad del motor, esto es, las posibles averías o paradas programadas para el mantenimiento preventivo del equipo, hacen que sea necesario adicionar a la configuración diseñada un sistema convencional de producción que funcione como sustento, apoyo, respaldo o sustitución al ACS, la calefacción y la climatización basado en calderas de alto rendimiento de gas natural y enfriadora eléctricas, que aseguren la demanda de calor (ACS y calefacción) y frío (climatización) en días nublados o calurosos y con inoperancia del motor respectivamente.

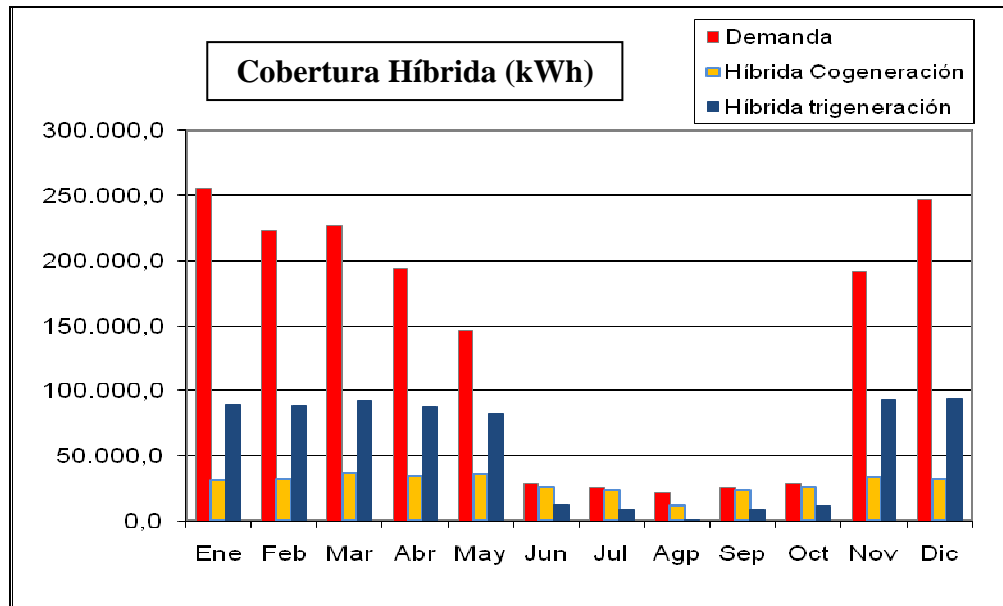
11.3.1 DIMENSIONADO DE CALDERAS

Las calderas constituyen el elemento de producción de calor de la instalación convencional. Éstas han de ser capaces de suministrar la energía térmica que atienda la demanda de ACS y calefacción que no sea aportada por la instalación híbrida de producción. Particularmente, su función principal es la de cubrir la demanda de calefacción durante los meses de invierno, especialmente cuando su utilización combinada sea con la aplicación de cogeneración de la instalación híbrida. Como se aprecia, la energía auxiliar de calderas por meses es la que se muestra:

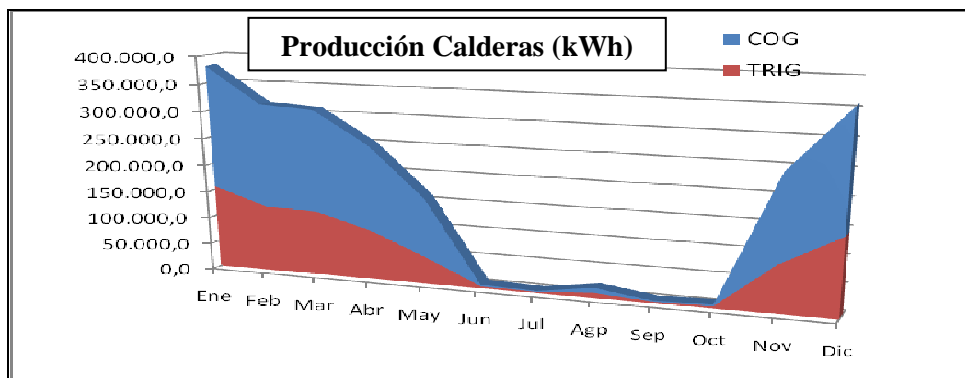
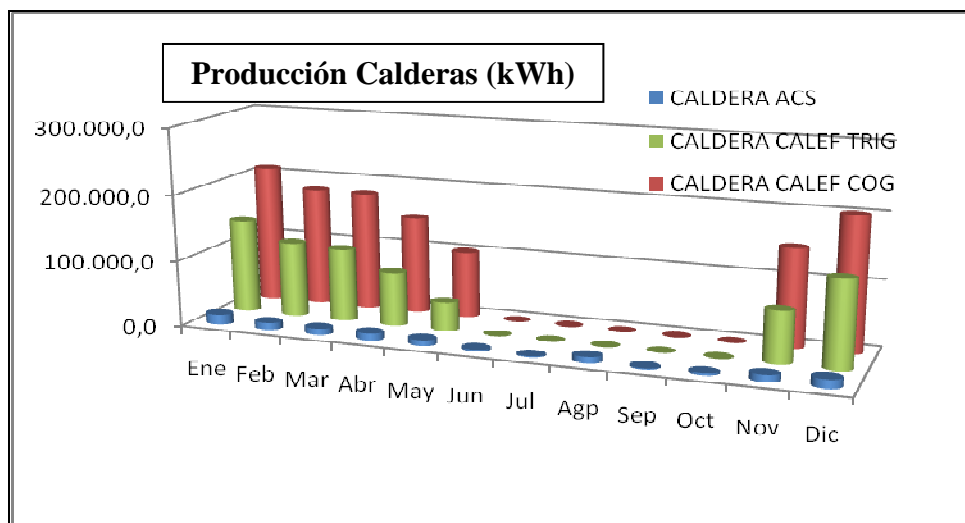
CALDERAS				
	COGENERACIÓN		TRIGENERACIÓN	
Mes	Producción (kWh)	Consumo (kWh)	Producción (kWh)	Consumo (kWh)
Ene	224.392,7	262.447,6	156.478,3	183.015,6
Feb	191.201,0	223.626,9	123.852,1	144.856,2
Mar	189.775,8	221.960,0	120.010,6	140.363,3
Abr	158.616,0	185.515,8	91.808,1	107.377,9
May	109.951,9	128.598,7	49.622,8	58.038,4
Jun	3.056,4	3.574,8	3.681,2	4.305,5
Jul	1.649,6	1.929,3	2.539,4	2.970,0
Ago	9.277,4	10.850,7	9.520,2	11.134,8
Sep	1.882,8	2.202,1	2.740,7	3.205,5
Oct	3.373,4	3.945,4	4.198,4	4.910,4
Nov	157.944,9	184.730,8	87.735,4	102.614,5
Dic	214.395,1	250.754,5	143.402,1	167.721,7
TOTAL	1.265.516,95	1.480.136,8	795.589,25	930.513,7

Tabla 9: Producción térmica y consumo de gas de las calderas convencionales.

Se puede enfrentar la demanda de calor total frente a la producción híbrida y visualizar el aporte convencional en cogeneración y trigeneración:



O comprobar la actividad de las calderas, especialmente la de calefacción, en la instalación de cogeneración y en la instalación de trigeneración:



11.3.1.1 DIMENSIONADO DE LA CALDERA CONVENCIONAL DE SUSTITUCIÓN Y RESPALDO AL ACS

Por tanto, considerando la situación más desfavorable en la que una caldera convencional de ACS tenga que cubrir toda la producción de ACS, ésta debería entregar una potencia térmica cercana a 130 kW tanto en cogeneración como en trigeneración.

Así, se elige una caldera de pie en acero a gas natural de alto rendimiento, de la marca ROCA, modelo TRISTAR 175, de 203 kW de potencia, con quemador externo modulante de gas natural CRONO 30-G2, de la misma gama que la caldera que se utilizará para calefacción y cuyas características técnicas se especifican a continuación.

11.3.1.2 DIMENSIONADO DE LA CALDERA CONVENCIONAL DE CALEFACCIÓN

En realidad, el sistema híbrido de producción, a través del motor de micro o mini cogeneración en aquellos días de funcionamiento, permite atender horariamente sólo una parte de la demanda de calefacción, de forma que la caldera convencional presta adicionalmente la energía necesaria y se encarga de atender el servicio total en los días (fines de semana y festivos) que el motor, acogido a discriminación horaria, no se encuentra operativo.

Se utilizan una caldera de pie en acero a gas natural de alto rendimiento, de la marca ROCA, modelo TRISTAR 410M de 477kW, con quemador externo modulante de gas natural TECNO 70-GM.

En el catálogo de tarifas de Baxi Calefacción se puede consultar su precio y ficha técnica. La figura muestra la gama de caldera TRISTAR:



Figura 12: Caldera ROCA TRISTAR. Fuente: Baxi Calefacción, catálogo 2010.

Estas calderas funcionan muy bien para instalaciones colectivas con un rendimiento de combustión cercano al 94-95%. Adjunta se muestra una imagen tomada de la instalación de un polideportivo en el distrito de Arganzuela, Madrid.



Figura 13: Caldera ROCA TRISTAR 410 instalada en la sala de máquinas de un polideportivo, Madrid 2010.

11.3.2 DIMENSIONADO DE LA ENFRIADORA

De la producción de climatización se encarga básicamente la máquina de absorción de la instalación de trigeneración, con el aprovechamiento del calor de minicogeneración. La función principal de la enfriadora convencional de agua-agua es la de cubrir la demanda de frío en aquellos días en los que la cogeneración está parada, y en aquellas horas en las que las condiciones exteriores son adversas y se requiere al apoyo convencional. La máxima demanda real de frío real se ha visto que se sitúa próxima a los 550 kW, potencia mínima que debería presentar la enfriadora convencional. De esta forma, en condiciones normales, la enfriadora ha de ser capaz de suministrar la producción de frío que no sea aportada por la absorción de la instalación híbrida de minitrigeneración:

ENFRIADORA		
TRIGENERACIÓN		
Mes	Produccion (kWh)	Consumo (kWh)
Ene	0,0	0,0
Feb	0,0	0,0
Mar	0,0	0,0
Abr	0,0	0,0
May	0,0	0,0
Jun	20.180,2	8.072,1
Jul	23.081,3	9.232,5
Ago	70.649,5	28.259,8
Sep	21.328,1	8.531,2
Oct	23.714,5	9.485,8
Nov	0,0	0,0
Dic	0,0	0,0
Total	158.953,5	63.581,4

Figura 14: Producción de frío y consumo eléctrico de la enfriadora convencional.

11.4 DIMENSIONADO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN

11.4.1 DIMENSIONADO DEL SUELO RADIANTE

Ya se ha comentado que el sistema de calefacción utilizado es el suelo radiante. Conocida la carga térmica de calefacción, el dimensionado del sistema de calefacción consiste básicamente en la determinación del número de tubos y la longitud de tubería de suelo radiante.

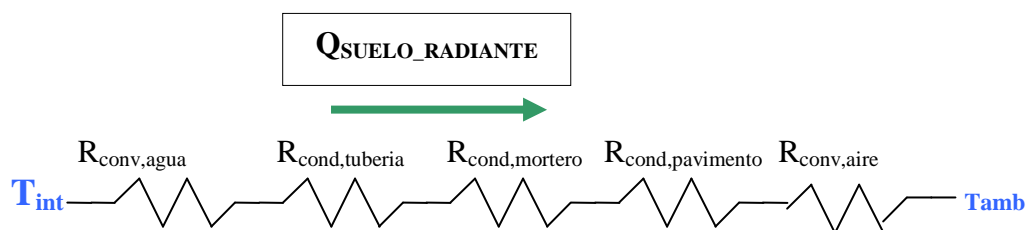
Se necesita estudiar la transmisión de calor desde el interior de los tubos hasta el ambiente de la vivienda. Lo que se enfrían los tubos entre la impulsión y el retorno es efectivamente el calor que transfiere el sistema de suelo radiante al ambiente interior de la vivienda:

$$Q_{calefacción} = \dot{m}_{calefacción} \cdot c_p \cdot (T_{imp} - T_{retorno})$$

La diferencia de temperatura que provoca la pérdida de calor en el circuito de retorno de calefacción (despreciando las pérdidas por distribución) es efectivamente igual al calor transferido a través del suelo radiante, $Q_{calefacción} = Q_{suelo_radiante}$.

Desde el interior de la tubería hasta el ambiente se tiene el siguiente esquema de resistencias térmicas:

- Resistencia térmica de convección del agua del interior de la tubería.
- Resistencia térmica de conducción del polietileno reticulado de la tubería.
- Resistencia térmica de conducción del lechado de mortero de cemento.
- Resistencia térmica de convección del pavimento empleado.
- Resistencia térmica de convección del aire del ambiente interior de la vivienda.



Planteando el balance de energía en el suelo radiante tal y como establece el esquema de resistencias térmicas:

$$Q_{suelo_radiante} = \frac{\Delta T_{lm}}{R_{conv,fluido} + R_{cond,tuberia} + R_{cond,mortero} + R_{cond,pavimento} + R_{conv,aire}}$$

Dividiendo entre la longitud de tubería:

$$R = \frac{R'}{L} \Rightarrow Q'_{\text{suelo_radiante}} = \frac{Q_{\text{suelo_radiante}}}{L} \Rightarrow Q'_{\text{suelo_radiante}} = \frac{\Delta T_{lm}}{R'}$$

Donde:

$Q_{\text{suelo_radiante}}$: calor por unidad de longitud radiado por el suelo radiante (kW).

L : longitud total de tubería que integra el sistema de calefacción por suelo radiante (m).

ΔT_{lm} : incremento de temperatura logarítmico medio (K).

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{\text{impulsión}} - T_{\text{confort}}) - (T_{\text{retorno}} - T_{\text{confort}})}{\ln \frac{(T_{\text{impulsión}} - T_{\text{confort}})}{(T_{\text{retorno}} - T_{\text{confort}})}}$$

Habitualmente se toma una temperatura de impulsión en torno a $T_{\text{imp}} \approx 40^\circ \text{C}$ y una temperatura de retorno de $T_{\text{ret}} \approx 34^\circ \text{C}$, mientras que la temperatura interior de confort del ambiente recomendada por el RITE en invierno es igual a 21°C , y la temperatura del suelo es 26°C , con un típico salto térmico suelo-ambiente de 5°C :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(313 - 294) - (307 - 294)}{\ln \frac{(313 - 294)}{(307 - 294)}} = 15,81^\circ \text{K}$$

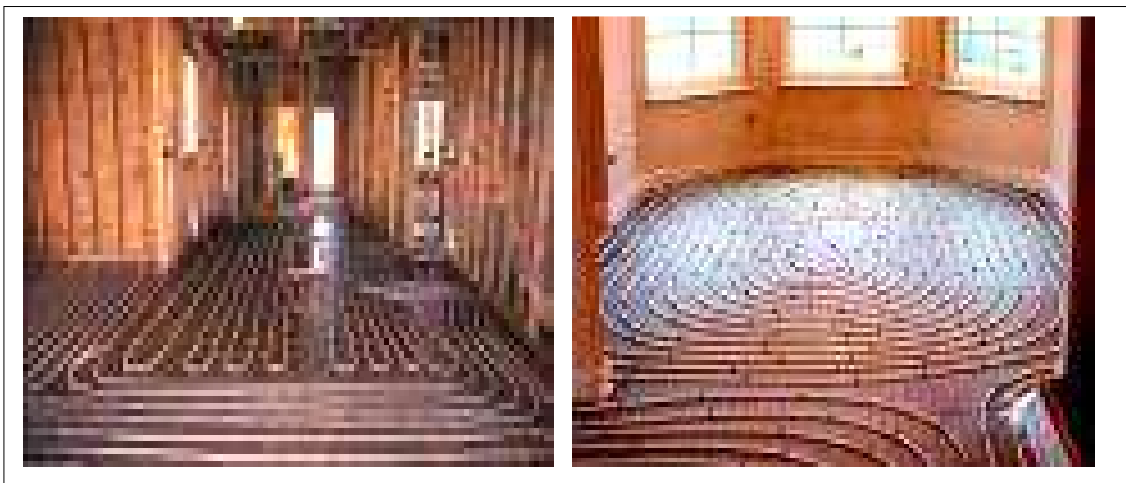


Figura 15: Sistema de tuberías del suelo radiante en una vivienda.

o Resistencia de convección del fluido interior de la tubería

La resistencia convectiva se calcula como:

$$R'_{\text{conv,int}} = \frac{1}{h_{\text{fluido}} \cdot A'_{\text{int}}} = \frac{1}{h_{\text{fluido}} \cdot \pi \cdot D_{\text{int}}}$$

Donde:

h_{int} : coeficiente de flujo convectivo del agua en el interior de las tuberías ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$).

D_{int} : diámetro interior de las tuberías del suelo radiante (m).

Como el régimen del fluido a través de las tuberías del suelo radiante es laminar completamente desarrollado, la correlación para flujo cilíndrico interior correspondiente resulta $Nu_D = 4,36$. Entonces:

$$Nu_{D_{\text{int}}} = \frac{h_{\text{fluido}} \cdot D_{\text{int}}}{K_{\text{agua}}} \Rightarrow h_{\text{fluido}} = \frac{Nu_{D_{\text{int}}} \cdot K_{\text{agua}}}{D_{\text{int}}} = \frac{4,36 \cdot 0,631 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{16,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 169,82 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

De modo que la resistencia térmica de convección resulta:

$$R'_{\text{conv,int}} = \frac{1}{169,82 \text{ W/m}^2 \text{K} \cdot \pi \cdot 16,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 0,116 \frac{\text{K} \cdot \text{m}}{\text{W}}$$

o Resistencia térmica de conducción de las tuberías del suelo radiante

Las tuberías son de polietileno reticulado por el método Engel con barrera antidifusión de oxígeno, de color blanco. Se emplea tanto en tuberías emisoras (evalPEX 9,9x1,1, 16x1,8, 17x2 o 20x1,9mm) como en montantes y tuberías de distribución (evalPEX 25x2,3 hasta evalPEX 110x10 mm)

Considerando por tanto la geometría de revolución en polietileno reticulado evalPEX 20x2, la resistencia de conducción se calcula como:

$$R'_{\text{cond,tubería}} = \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_{\text{PEX}}}$$

$$R'_{\text{cond,tubería}} = \frac{\ln\left(\frac{20\text{mm}}{16,2\text{mm}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 0,35 \text{ W/m} \cdot \text{K}} = 0,0958 \frac{\text{K} \cdot \text{m}}{\text{W}}$$

o Resistencia térmica de conducción del lechado de mortero de cemento

De manera análoga a la tubería pero en el caso bidimensional, considerando un espesor de 25mm para la capa de mortero y su conductividad térmica:

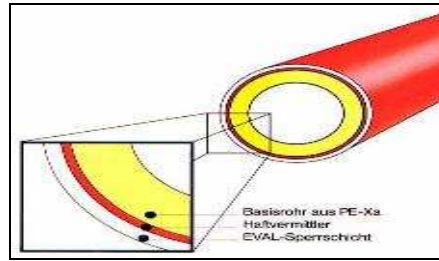


Figura 16: Sección transversal de una tubería de suelo radiante. Fuente:

Por tanto, la resistencia conductiva del lechadode mortero resulta:

$$R'_{cond,aisl} = \frac{e_{mortero}}{k_{mortero} \cdot b_{mortero}}$$

Donde:

$e_{pavimento}$: espesor del mortero de cemento (m).

$k_{pavimento}$: coeficiente de conducción de mortero de cemento (W/K·m).

$b_{pavimento}$: ancho total de las habitaciones a calefactor (m).

Operando:

$$R'_{cond,aisl} = \frac{25 \cdot 10^{-3} m}{1,40 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 10,42 m} = 1,73 \cdot 10^{-3} \frac{K \cdot m}{W}$$

o Resistencia térmica de conducción del pavimento

La resistencia conductiva del pavimento se calcula como:

$$R'_{cond,pavimento} = \frac{e_{pavimento}}{k_{pavimento} \cdot b_{pavimentol}}$$

Donde:

$e_{pavimento}$: espesor del pavimento (m).

$k_{pavimento}$: coeficiente de conducción del pavimento (W/K·m).

$b_{pavimento}$: ancho total de las habitaciones a calefactor (m).

Si se piensa en un pavimento de parquet en todo el suelo de la vivienda, considerando un espesor de 30mm aproximadamente:

$$R'_{cond, pavimento} = \frac{30mm \cdot 10^{-3} \frac{m}{mm}}{0,10 \cdot \frac{W}{m \cdot K} \cdot 10,42m} = 2,88 \cdot 10^{-2} \frac{K \cdot m}{W}$$

o **Resistencia térmica de convección del aire del ambiente interior de la vivienda**

La resistencia convectiva se calcula como:

$$R'_{conv,aire} = \frac{1}{h_{aire} \cdot A'_{ext}} = \frac{1}{h_{aire} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_{ext}}$$

El coeficiente de convección se obtiene después de aplicar la correlación libre para flujo superior de placa caliente.

$$Nu_L = 0,15 \cdot Ra_L^{1/3} = \frac{h_{aire} \cdot L}{K_{aire}}$$

La determinación del número de Rayleigh para la convección de tipo libre implica el cálculo previo del número de Grashof y del número Prandtl:

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr$$

Para lo cual es necesario determinar las propiedades del aire en las proximidades del suelo en la vivienda:

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta_{aire} \cdot L^3 \cdot (T_{tubería_exterior} - T_{aire})}{\nu_{aire}^2}$$

Donde:

g : aceleración de la gravedad (m/s^2).

β_{aire} : coeficiente volumétrico de expansión térmica (K^{-1}).

L : longitud característica de la tubería (m).

$T_{tubería_exterior}$: temperatura de la parte exterior de la tubería del suelo radiante (K).

T_{aire} : temperatura del aire del suelo de la vivienda = 21°C .

ν_{aire} : viscosidad cinemática del aire del ambiente interior de la vivienda.

El coeficiente de expansión se calcula como:

$$\beta_{aire} = \frac{1}{T_f} \approx \frac{1}{\frac{T_{tubería_exterior} + T_{aire}}{2}}$$

El número de Prandtl se evalúa para las condiciones del suelo de la vivienda, mientras que como longitud característica, L , se toma el perímetro exterior de la tubería PEX del suelo radiante:

$$L = \pi \cdot R_{ext} = \pi \cdot 17 \cdot 10^{-3} m = 0,053m$$

De este modo, el coeficiente de convección y la resistencia convectiva se calculan como:

$$R'_{conv,aire} = \frac{1}{h_{aire} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_{ext}} = \frac{1}{\frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 17 \cdot 10^{-3} m}$$

Con todo, se tiene una resistencia térmica equivalente para el suelo radiante:

$$R'_{eq} = R'_{conv,int} + R'_{cond,tubería} + R'_{cond,pavimento} + R'_{conv,aire} + R'_{conv,aire}$$

$$R'_{eq} \approx 0,116 + 0,0958 + 1,73 \cdot 10^{-3} + 2,88 \cdot 10^{-2} = 0,242 \frac{K \cdot m}{W}$$

Por tanto, la carga térmica transferida por el sistema de suelo radiante:

$$Q'_{suelo_radiante} = \frac{\Delta T_{lm}}{R'_{eq}} = \frac{15,81K}{0,242 \frac{K \cdot m}{W}} = 65,33 \frac{W}{m}$$

Esta cantidad no es sino la carga de calefacción, pues la transferida por el suelo radiante se encarga de calentar la vivienda y atender el suministro de calefacción, $Q_{pérdidas_calefacción} = Q_{suelo_radiante}$.

$$Q'_{suelo_radiante} = \frac{Q_{suelo_radiante}}{L_{suelo_radiante}} = \frac{Q_{calefacción}}{L_{suelo_radiante}} \Rightarrow L_{suelo_radiante} = \frac{Q_{calefacción}}{Q'_{suelo_radiante}}$$

Finalmente, se obtiene que la longitud de suelo radiante necesaria para la prestación del servicio de calefacción es:

$$L_{suelo_radiante} = \frac{401.656,64W}{65,33 \frac{W}{m}} = 6.148,2m \approx 6,2km$$

11.4.2 DIMENSIONADO DEL TECHO REFRESCANTE

Típicamente, las máquinas de absorción o máquinas de climatización en general, disipan el calor de condensación y absorción a través de una torre de refrigeración o disipador, produciendo el evaporador agua fría para una red de “fan coils” o inductores. En este caso, se utiliza un sistema de techo refrescante que aprovecha las bondades descritas y cuyo dimensionado, escapa a los propósitos de este proyecto.

11.5 DIMENSIONADO DEL SISTEMA HÍBRIDO MULTIPROPÓSITO

A continuación se implementa la solución híbrida para la producción de ACS, calefacción y climatización mediante cogeneración o trigeneración, incluyendo los esquemas de principio de ambas instalaciones. La autogestión individual de los sistemas que integran la instalación debe realizarse de manera coordinada para aprovechar al máximo la contribución de las energías y obtener la máxima eficiencia energética posible.

El dimensionado de los sistemas solar y de cogeneración o trigeneración por sí mismo no tiene sentido si éstos no se integran bajo un determinado régimen de funcionamiento global. Conviene explicar cómo se produce el acoplamiento entre ambos sistemas y así mismo con la producción convencional, para entender el comportamiento complementario de la instalación híbrida y la elección de equipos efectuada

11.5.1 FUNCIONAMIENTO DE COGENERACIÓN PARA ACS Y CALEFACCIÓN

El diseño híbrido de microcogeneración garantiza la práctica totalidad del abastecimiento anual de ACS, prestando soporte parcial al servicio de calefacción con el excedente acumulado de cogeneración. Las prestaciones solares únicamente alcanzan el 41,2% de la demanda anual de ACS, mientras que la producción de microcogeneración cubre parte de la demanda total de calor del edificio. Aunque el balance global indique que la producción de calor no es suficiente para atender anualmente las necesidades de ACS y calefacción, el requerimiento de estas necesidades es atendido según el funcionamiento en aquellas horas con demanda de ACS y calefacción conjunta no excesiva de los días en los que el motor está encendido.

La alimentación de microcogeneración se realiza a 85°C desde el acumulador de cogeneración a un mezclador, donde se mezcla con el agua caliente de origen solar a una temperatura inferior hasta elevar la temperatura de mezcla a 60°C. Cuando se asegura el suministro energético correspondiente a la demanda de ACS, una válvula de tres vías desvía el agua caliente de cogeneración sobrante hasta el colector de calefacción. La producción de calor no cubierta es atendida paralelamente por las calderas convencionales de ACS y calefacción, que descargan en cada uno de los colectores principales de distribución respectivamente.

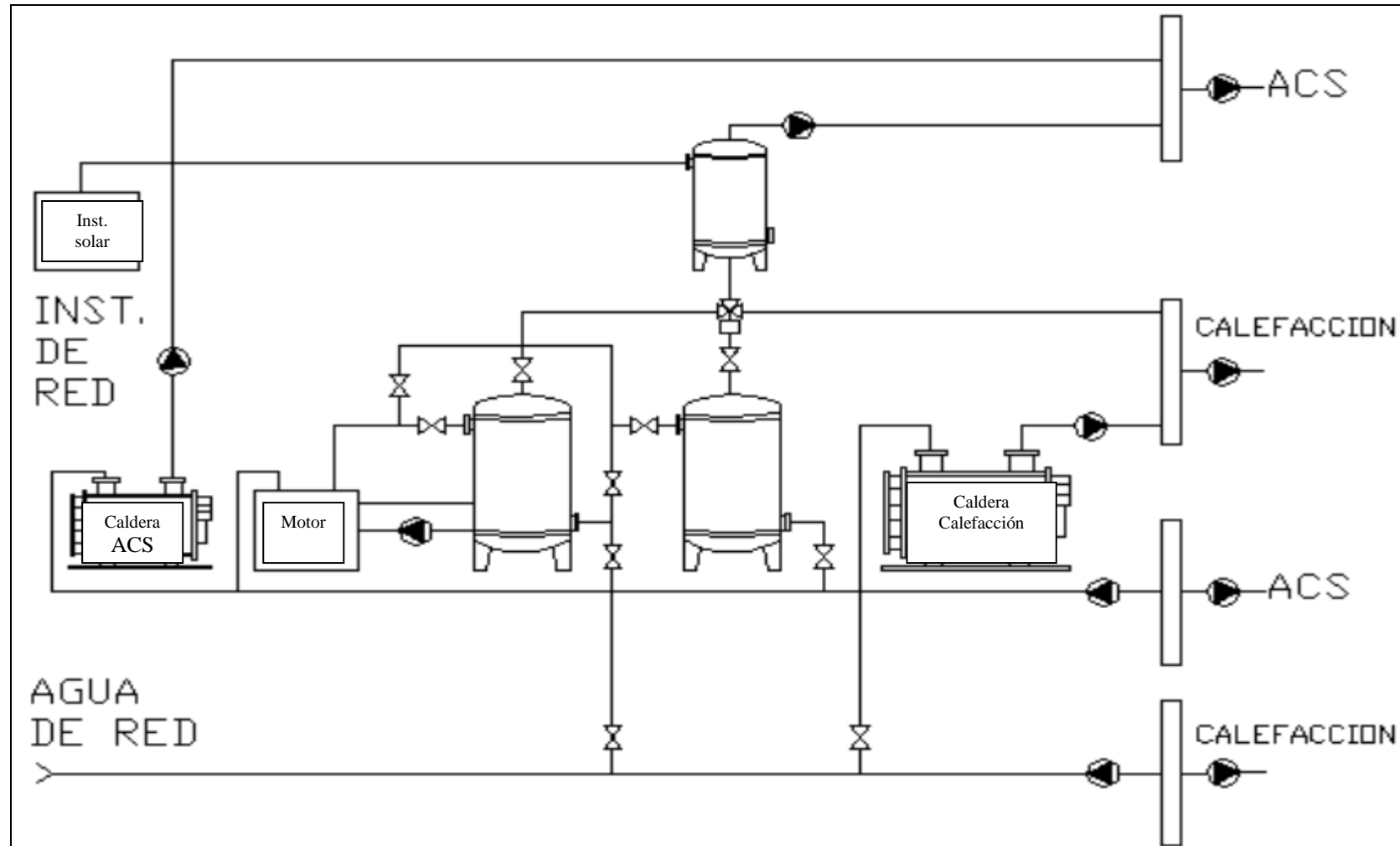
Fíjese cómo el acoplamiento de la caldera de ACS se produce en serie con el acumulador solar y en paralelo con el acumulador de cogeneración. Para la instalación conjunta, el acoplamiento se realiza a través del acumulador de cogeneración, y su descarga se prioriza para complementar la producción solar hasta atender la demanda de ACS a la temperatura exigida. En definitiva, se observa cómo la caldera de ACS sólo funciona cuando el sistema híbrido no es capaz de suministrar ACS al consumo, mientras que la caldera de calefacción realiza el aporte fundamental cuando la exigencia es de calefacción.

En invierno, en la práctica, el escaso calor de origen solar sólo sirve para reducir la producción de la caldera de ACS, y la caldera de calefacción actúa cubriendo la práctica totalidad de la demanda de calefacción. En verano, la única demanda de ACS se atiende casi íntegramente, a excepción del mes de agosto, con la producción híbrida.

El circuito de calefacción es cerrado. De modo que, si la temperatura del agua a la salida del acumulador no fuese la necesaria y se elevase en la caldera, una vez que el agua se distribuyese por el sistema invisible radiante el retorno al tanque sería a una temperatura mayor que la del agua existente en su interior, aumentándose la energía térmica del acumulador a coste del sistema auxiliar con el consiguiente gasto de combustible.

Por lo tanto, dado que la caldera convencional cubrirá las necesidades de calefacción del edificio, su acoplamiento será en paralelo con el motor de cogeneración y, en suma, con el sistema híbrido, entendiéndose el acoplamiento a través del acumulador de cogeneración. El funcionamiento ha de entenderse del siguiente modo: si en el acumulador de cogeneración, donde alimenta la producción solar, una vez derivada una descarga al consumo de ACS, no se dan las condiciones necesarias para la calefacción, la caldera calienta el agua que se distribuye a través del circuito de calefacción hasta los centros de consumo.

ESQUEMA DE PRINCIPIO DE LA INSTALACIÓN DE ACS Y CALEFACCIÓN



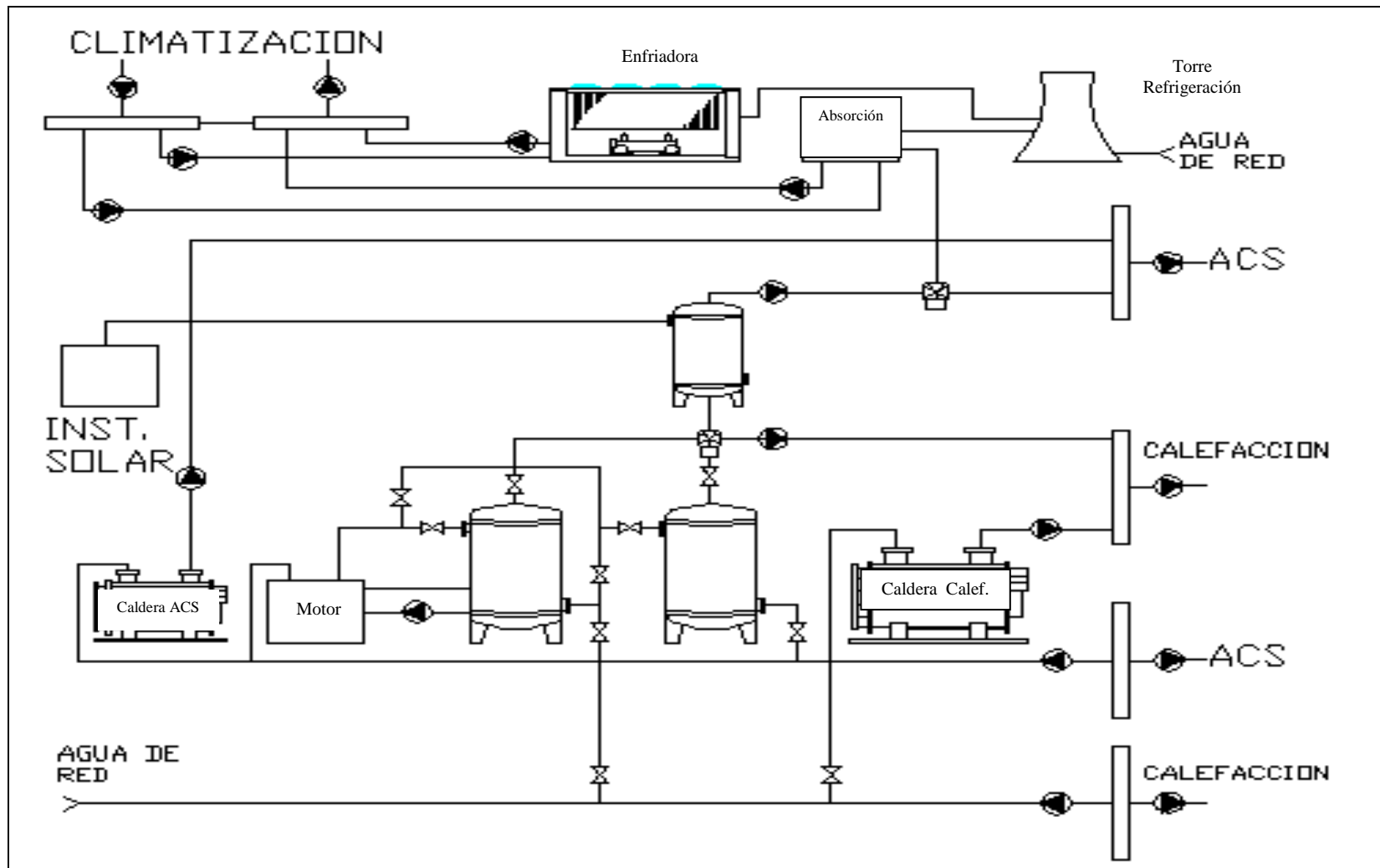
11.5.2 FUNCIONAMIENTO DE TRIGENERACIÓN PARA ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN

El funcionamiento de la instalación en calor es exactamente igual a la situación descrita para la cogeneración, sólo que ahora, el hecho de que el criterio de dimensionado sea el de cubrir la mínima demanda anual, la correspondiente al ACS y frío en verano, permite abordar el diseño con un motor más grande que absorba mayor parte de la demanda. La cobertura anual de ACS es, en suma, similar, pero además es posible prestar simultáneamente servicio de calor y frío, subordinando el frío a las necesidades de ACS.

La enfriadora opera análogamente a las calderas, como respaldo o sustitución de la absorción. Para el funcionamiento en frío, la única circunstancia cambiante es la presencia de una segunda válvula de tres vías que se encarga de gestionar, una vez cubierto el ACS, la producción de calor hacia la absorción y posterior distribución del frío.

La producción conjunta en verano de calor para el ACS y frío para la climatización permite el empleo de diferentes configuraciones. Se entiende que una buena posibilidad es aquella que consiste en la implementación de una válvula de tres vías que desvíe el calor proveniente del motor hacia ACS o climatización, priorizando la cobertura mínima de ACS impuesta por el CTE. La actuación sobre el funcionamiento se basa en un control a través de la válvula, de tal manera que evaluando la temperatura del agua de origen solar, se mezcle el flujo con agua del motor hasta alcanzar la temperatura de suministro, disgregando el excedente horario obtenido hacia una máquina de absorción que atienda la demanda de frío. El esquema de principio de la trigeneración ayuda a entender el funcionamiento:

ESQUEMA DE PRINCIPIO DE LA INSTALACIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN



MANTENIMIENTO DE LA INSTALACIÓN

12.1 MANTENIMIENTO SOLAR

Por mantenimiento de una instalación solar se entiende un control periódico de algunos de sus componentes. Estos controles de rutina ayudan al usuario de la instalación a descubrir inmediatamente posibles irregularidades o fallos.

La problemática del mantenimiento actualmente es una cuestión que merece una especial atención en el sector de las instalaciones solares térmicas. Aunque hasta la fecha no se había considerado un aspecto importante y durante algunos años se pensó que las instalaciones solares no requerían mantenimiento, esta falta de rigor y precaución hizo que se bajara la guardia y se perjudicase mucho a la calidad de funcionamiento de las instalaciones solares.

Es muy habitual caer en el error de pensar que la calidad global de una instalación solar térmica se garantiza con la incorporación de un colector de muy alta calidad sin atender en demasía al resto de componentes. En realidad, estudios de comportamiento en servicio prueban que el componente más crítico son las tuberías, quien primero advierte señales de problemas y por tanto no debe descuidarse la máxima calidad de cada uno de los componentes, así como el correcto diseño conjunto de la instalación.

Actualmente la norma no atribuye ninguna responsabilidad a nadie sobre el mantenimiento de las instalaciones solares térmicas, considerándose en su mayor parte libres de mantenimiento.

Las principales acciones de mantenimiento se llevan a cabo sobre el anticongelante, el acumulador y la presión de precarga del vaso de expansión:

Comprobación del anticongelante:

Comprobación del valor de pH y el punto de congelación del fluido portador térmico. Dependiendo de la instalación, la seguridad anticongelante debe ser mayor a -17°C (seguridad contra reventón) y el valor de pH medido con las tiras de medición de pH debe ser superior a 7,5. Un valor demasiado bajo (inferior a 7,0) podría provocar daños en los tubos de cobre, cuando ese valor deja de alcanzarse, se debe cambiar el anticongelante.

Para esta labor de comprobación, se utilizan un refractómetro manual, para determinar el contenido exacto de anticongelante del medio.

Mantenimiento del acumulador:

De forma general, se recomienda una comprobación y limpieza del acumulador de agua caliente sanitaria o por otra parte de un especialista cada dos años a más tardar. Si las condiciones son desfavorables (agua dura) y las temperaturas altas, se deben cumplir intervalos de limpieza más cortos.

Limpieza del acumulador de agua caliente sanitaria ACS

Comprobación de si en el interior del acumulador de ACS se han formado cascarillas duras (sedimentos de cal). Si ese es el caso, se procede del siguiente modo:

- Se recomienda secar el interior del acumulador (con un calefactor de aire). La cal sedimentada se vuelve así quebradiza.
- Con una aspiradora húmedo/seco con tubo de aspiración de plástico se pueden retirar los restos.

Comprobación de la presión de precarga del vaso de expansión:

Puede realizarse un control de la presión de precarga del vaso de expansión con el comprobador de aire comprimido. El margen de medición queda entre 0,5 y 4 bares. La presión de precarga de fábrica en los depósitos de instalaciones solares es de 2,5 bares, en el ámbito de la calefacción, normalmente de 1,5 bares. Un ajuste exacto basado en el dimensionamiento de la instalación es necesario en todos los casos. Recuérdese que la presión de precarga sólo se puede medir en estado despresurizado.

12.1.1 PROGRAMA DE MANTENIMIENTO

Cualquier instalación térmica para producción de ACS debe seguir unas condiciones mínimas para su adecuado mantenimiento. El CTE define unos criterios generales basados en tres escalones de actuación para englobar todas las operaciones necesarias durante la vida útil de la instalación que aseguran el funcionamiento, aumentan la fiabilidad y prolongan la duración de la misma:

- Vigilancia.
- Mantenimiento preventivo.
- Mantenimiento correctivo.

Plan de vigilancia

El plan de vigilancia se refiere básicamente a las operaciones que permiten asegurar que los valores operacionales de la instalación sean correctos.

Es un plan de observación simple de los parámetros funcionales principales, para verificar el correcto funcionamiento de la instalación. Puede ser llevado a cabo por el usuario.

Plan de mantenimiento preventivo

El plan de mantenimiento ha de incluir todas las operaciones de mantenimiento necesarias para que el sistema funcione correctamente durante su vida útil. El mantenimiento preventivo implica operaciones de inspección visual, verificación de actuaciones y otros,

que aplicados a la instalación deberían permitir mantener dentro de límites aceptables las condiciones de funcionamiento, prestaciones, protección y durabilidad de la instalación.

El mantenimiento preventivo implica, como mínimo, una revisión anual de la instalación para instalaciones con área de apertura de captación inferior a 20 m² y una revisión cada seis meses para instalaciones superiores a 20 m².

A continuación se definen las operaciones de mantenimiento preventivo que deben realizarse, la periodicidad mínima establecida (en meses) y observaciones en relación con las prevenciones a observar.

Equipo	Frecuencia (meses)	Descripción
Captadores	6	IV diferencias sobre original. IV diferencias entre captadores.
Cristales	6	IV condensaciones y suciedad
Juntas	6	IV agrietamientos, deformaciones
Absorbedor	6	IV corrosión, deformaciones
Carcasa	6	IV deformación, oscilaciones, ventanas de respiración
Conexiones	6	IV aparición de fugas
Estructura	6	IV degradación, indicios de corrosión, y apriete de tornillos
Captadores*	12	Tapado parcial del campo de captadores
Captadores*	12	Destapado parcial del campo de captadores
Captadores*	12	Vaciado parcial del campo de captadores
Captadores*	12	Llenado parcial del campo de captadores

* Operaciones a realizar en el caso de optar por las medidas b) o c) del apartado 2.1.
(1) IV: inspección visual

Equipo	Frecuencia (meses)	Descripción
Depósito	12	Presencia de lodos en fondo
Ánodos sacrificio	12	Comprobación del desgaste
Ánodos de corriente impresa	12	Comprobación del buen funcionamiento
Aislamiento	12	Comprobar que no hay humedad

Equipo	Frecuencia (meses)	Descripción
Intercambiador de placas	12	CF eficiencia y prestaciones
	12	Limpieza
Intercambiador de serpentín	12	CF eficiencia y prestaciones
	12	Limpieza

(1) CF: control de funcionamiento

Equipo	Frecuencia (meses)	Descripción
Cuadro eléctrico	12	Comprobar que está siempre bien cerrado para que no entre polvo
Control diferencial	12	CF actuación
Termostato	12	CF actuación
Verificación del sistema de medida	12	CF actuación

(1) CF: control de funcionamiento

Equipo	Frecuencia (meses)	Descripción
Sistema auxiliar	12	CF actuación
Sondas de temperatura	12	CF actuación

(1) CF: control de funcionamiento

Tabla 1: Mantenimiento preventivo de instalaciones solares. Fuente: CTE.

Plan de mantenimiento correctivo

Son operaciones realizadas como consecuencia de la detección de cualquier anomalía en el funcionamiento de la instalación, en el plan de vigilancia o en el de mantenimiento preventivo.

Incluye la visita a la instalación, en unos determinados plazos máximos, cada vez que el usuario así lo requiera por avería grave de la instalación, así como el análisis y presupuesto de los trabajos y reposiciones necesarias para el correcto funcionamiento de la misma.

Los costes económicos del mantenimiento correctivo, con el alcance indicado, forman parte del precio anual del contrato de mantenimiento. Podrán no estar incluidas ni la mano de obra, ni las reposiciones de equipos necesarias.

12.1.2 PROPUESTA TÉCNICO-COMERCIAL DE MANTENIMIENTO SOLAR

Como ejemplo real, en el marco de un contrato de mantenimiento de la empresa SONNENKRAFT, fabricante e instalador de sistemas solares de ACS, al cual se ha podido tener acceso, se define el siguiente perímetro de instalaciones afectadas por el servicio de mantenimiento que ofrece la empresa, realizándose el mantenimiento de la instalación solar cada tres años por un equipo de servicio de SONNENKRAFT:

- Control visual de todas las piezas y comprobación de su estado de deterioro.
- Comprobación del estado de deterioro del cristal y de su estado de deterioro.
- Comprobación de la fijación de los montajes sobre tejado.
- Comprobación del anticongelante/valor del pH>7,5/seguridad anticongelante
- Comprobación del funcionamiento de todos los procesos de control.
- Purga de aire de la instalación mediante tapón de purga.
- Comprobación del recipiente de gas del vaso de expansión.
- Comprobación de presión de 3,5 bares.
- Comprobación del funcionamiento de los sensores.
- Comprobación de los ajustes del control.
- Comprobación de los ánodos en el calentador solar (si procede).
- Comprobación de otros componentes según las instrucciones correspondientes.

Para que la instalación solar funcione correctamente, se recomienda encomendar la primera puesta en funcionamiento al equipo de servicio de la empresa instaladora contratada.

12.2 MANTENIMIENTO DE COGENERACIÓN

Dado el carácter motorista del equipo de cogeneración elegido, resulta fundamental la realización de un correcto mantenimiento si se desea que éste alcance su vida útil con las mejores prestaciones y las menores averías posibles.

La vida útil de un equipo de cogeneración se sitúa aproximadamente entre las 60.000 y las 80.000 horas. En el caso de los motores de micro y minicogeneración se suele considerar un tiempo de vida límite de 60.000 horas. No obstante, transcurridas las 20.000-40.000, dependiendo del tamaño del motor, es necesario realizar lo que se denomina un *Overhaul*, que se trata de una especie de renovación integral del motor, consistente en una sustitución del motor completo, rodamientos del generador, catalizador, etc, que queda dispuesto para afrontar un nuevo número de horas en las mejores condiciones.

Por tanto, los equipos de micro y minicogeneración requieren, con carácter general, al menos las siguientes labores para un mantenimiento preventivo adecuado:

- Cada 1.500-3.000 horas: cambio del aceite y filtros, resultando conveniente una inspección completa y la realización de ajustes y pruebas de funcionamiento.
- Cada 5.000-6.000 horas: servicio extendido de cambio del aceite y filtros, con la sustitución de consumibles y piezas adicionales según programa.
- Cada 20.000-30.000 horas: *Overhaul* parcial con la sustitución de los elementos del motor sometidos a mayor desgaste y del catalizador.

Un mantenimiento integral del equipo, a excepción del *Overhaul*, conlleva:

- Cambio de aceite
- Cambio de bujías
- Cambio de filtros
- Inspección visual de equipo y conexiones
- Verificación de niveles
- Recogida de datos de operación
- Chequeo de fugas agua/aceite
- Cada 2/3 mantenimientos, actuaciones preventivas:
 - ✓ Medida de contaminantes
 - ✓ Verificación de cableados internos
 - ✓ Contrapresión de escape
 - ✓ Verificación de válvulas
 - ✓ Circuito de agua de refrigeración
 - ✓ Función de stop
 - ✓ Sistema de regulación y control del equipo
 - ✓ Análisis del aceite
 - ✓ Presión del aceite
 - ✓ Regulador

12.2.1 SERVICIOS ENERGÉTICOS DE MANTENIMIENTO

Existen cada vez más empresas de servicios energéticos que se encargan de la distribución de los equipos de cogeneración, integrando entre sus servicios el mantenimiento preventivo y correctivo de los mismos, mediante contratos de servicios de mantenimiento programados o de servicios integrales.

12.2.2 PROPUESTA TÉCNICO-COMERCIAL DE MANTENIMIENTO DE COGENERACIÓN

Como ejemplo real, en el marco de un contrato de servicios integrales de cogeneración con mantenimiento, la empresa ALTARE ENERGÍAS, especialista en cogeneración a pequeña escala y microcogeneración, con ingenieros que cuentan con formación específica y años de experiencia trabajando con los mejores fabricantes europeos, presenta la siguiente oferta de mantenimiento:

Precios de mantenimiento preventivo de equipos de microcogeneración

Fecha: 2010

Observaciones:

- M.O. = Tiempo de trabajo necesario en la instalación (excluye desplazamientos de ida y vuelta).
- Materiales = Precio de los materiales y piezas necesarios.
- Intervención = Precio de ALTARE para la realización del servicio completo.
- Precios sin IVA correspondientes al año 2010. Se actualizarán anualmente en función de los costes de mano de obra y suministros.
- Los intervalos indicados para los niveles de intervención E5 y E6 son orientativos y pueden modificarse según el desgaste observado.

Intervención:	E3			E4			E5		E6	
Equipo:	Intervalo	M.O.	Materiales	Intervalo	M.O.	Materiales	Intervalo	Intervención	Intervalo	Intervención
KWE 12G (12 kW _e)	3.000h	3h	312€	6.000h	4h	493€	20.000h	5,362€	40.000h	6,632€
KWE 20G (20 kW _e)	3.000h	3h	398€	6.000h	4h	627€	20.000h	7,309€	40.000h	10,101€
KWE 30G (30 kW _e)	3.000h	3h	585€	6.000h	4h	800€	20.000h	8,134€	40.000h	11,290€
Senergino (50 kW _e)	1.250h	4h	705€	5.000h	6h	1,108€	20.000h	9,258€	20.000h	18,852€
G 926 T (105 kW _e)	1.500h	4h	1,183€	6.000h	6h	1,797€	30.000h	15,573€	60.000h	34,402€
G 926 TI (125 kW _e)	1.250h	4h	1,183€	5.000h	6h	1,797€	25.000h	15,573€	50.000h	36,867€

Intervenciones de servicio delegables en mantenimiento de cliente*

E3 Servicio normal de cambio de aceite y filtros. Incluye inspección completa, realización de ajustes y pruebas de funcionamiento.

E4 Servicio extendido de cambio de aceite y filtros = E3 + Sustitución de consumibles y piezas adicionales según programa.

* Requiere formación previa por parte de ALTARE Energía. Se indica tiempo estimado y precio de piezas y materiales.

Intervenciones de servicio realizadas por ALTARE Energía**

E5 Overhaul parcial: E3 + Sustitución de los elementos del motor sometidos a mayor desgaste y del catalizador.

E6 Overhaul completo: E3 + Sustitución del motor a gas completo, rodamientos del generador, catalizador.

** Se indica precio del servicio completo prestado por ALTARE Energía en la zona centro de la península.

Tabla 2: Oferta ALTARE ENERGÍA de mantenimiento integral de su gama de motores.

ESTUDIO ECONÓMICO

Uno de los objetivos prioritarios de este proyecto, además del dimensionado de una instalación híbrida energéticamente eficiente para un edificio de viviendas, consiste en la justificación económica de la propuesta planteada, o al menos la presentación de un estudio de viabilidad económica del diseño.

13.1 PRESUPUESTO

En primer lugar, se debe cuantificar el coste de la instalación y la inversión a realizar. Se proporciona por tanto un presupuesto:

PRESUPUESTO	MARCA	MODELO	UNIDADES	PRECIO	IMPORTE
INSTALACIÓN SOLAR					
SISTEMA CAPTACIÓN					
Colectores	Sonnenkraft	SK 500-N	80,00	900,00	72.000,00
Estructura/Soporte	Sonnenkraft		80,00	50,00	4.000,00
Fluido térmico			1,00	100,00	100,00
Aerotermos	BTU		3,00	500,00	1.500,00
Total					77.600,00
SISTEMA INTERCAMBIO					
Intercambiador	Alfa Laval	M3	1,00	2.500,00	2.500,00
Total					2.500,00
SISTEMA ACUMULACIÓN					
Acumulador ACS	LLorgil	PS-RS	2,00	8.000,00	16.000,00
Total					16.000,00
SISTEMA HIDRAÚLICO					
Bomba primario	Grundfos	Magna 50-120F	1,00	2.000,00	1.386,00
Bomba secundario			1,00	2.000,00	2.000,00
Tubería aislada	Ynstalia		43,00	7,35	316,05
Vaso de expansión	Ibaiondo	220 AMR	4,00	307,79	1.231,16
Válvula antirretorno			1,00	300,00	300,00
Drenador			1,00	80,00	80,00
Purgador automático			1,00	85,00	85,00
Válvula de 3 vías			2,00	68,00	136,00
Válvula de 2 vías			15,00	50,00	750,00
Total					6.284,21
MONTAJE/PUESTA EN MARCHA	Sonnenkraft				
Conexiones					-
Seguridad					-
Llenado					-
Puesta en marcha					-
Total			1,00	400,00	400,00
SISTEMA DE CONTROL	Viessmman				
Regulador solar			1,00	360,00	360,00
Sondas			4,00	25,4	90,00
Control diferencial de temperatura			1,00	300,00	300,00
Total					750,00
TOTAL					105.244,21

COGENERACIÓN/TRIGENERACIÓN					
EQUIPO DE MICROCOGENERACIÓN					
Motor	Altare	Senergino TI	1,00	79.325,00	79.325,00
Motor	Altare	G9408EGR	1,00	197.000	197.000
Conexiones	Altare	Senergino TI	1,00	850,00	850,00
SUMINISTRO/PUESTA EN MARCHA					
Transporte	Altare		1,00	990,00	990,00
Puesta en marcha	Altare		1,00	1.635,00	1.635,00
Total					2.625,00
ACUMULADOR					
Total	Altare		2,00	7.000,00	14.000,00
DISIPADOR					
Total	BTU		1,00	2.000,00	3.000,00
ABSORCIÓN					
Máquina absorción	Thermax		1,00	305.903,00	305.903,00
TORRE DE REFRIGERACIÓN					
Torre refrigeración	EWB	2875	1,00	25.000,00	25.000,00
CIRCUITO HIDRÁULICO					
Válvula tres vías			1,00	68,00	68,00
Tubería/Valvulería			1,00	1.000,00	1.000,00
Total					1.068,00
TOTAL 1					99.018,00
TOTAL 2					550.596,00
INSTALACIÓN CONVENCIONAL					
SALA CALDERAS					
Caldera ACS	Roca	Tristar 205	1,00	9.600,00	9.600,00
Caldera calefacción	Roca	Tristar 410	1,00	16.549,00	16.549,00
Quemador ACS	Roca	Crono 30-G2	1,00	1.500,00	6.000,00
Quemador Calefacción	Roca	Tecno 70-GM	1,00	5.000,00	5.000,00
Sistema hidráulico			1,00	1.000,00	1.000,00
Válvula de tres vías			3,00	68,00	204,00
Montaje/Puesta en marcha			1,00	200,00	200,00
Total					34.053,00
SALA DE FRÍO					
Enfriadora convencional apoyo climatización	McQuay		1,00	39.300,00	39.300,00
Sistema hidráulico			1,00	1.000,00	1.000,00
Válvula de tres vías			3,00	68,00	204,00
Montaje/Puesta en marcha			1,00	200,00	200,00
Total					40.704,00
TOTAL					74.757,00
SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN					
SISTEMA ACS					
CIRCUITO HIDRÁULICO			-	-	-
Tubería/Valvulería			-	-	-
Bomba Circuito ACS			-	-	-
Total			-	-	6.000,00
SISTEMA CALEFACCIÓN					

CIRCUITO HIDRÁULICO			-	-	-
Tubería/Valvulería			-	-	-
Bomba Circuito Calefacción			-	-	-
Total					6.000,00
TOTAL					12.000,00
SISTEMA DE CALEFACCIÓN					
SUELO RADIANTE	Frankische				
Colector			-	-	-
Termostatos			-	-	-
Tubería			-	-	-
Valvulería			-	-	-
Aislante			-	-	-
Vaso de seguridad			-	-	-
Enriquecedor de mortero			-	-	-
Antihumedad			-	-	-
Bombas de impulsión			-	-	-
Total			1,00	1.538,08	1.538,08
MONTAJE/PUESTA EN MARCHA	Frankische				
Total			1,00	520,00	520,00
TOTAL					2.058,08
SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN					
CLIMATIZADORES					
Total			6,00	3.500,00	21.000,00
TECHO REFRESCANTE					
Total			1,00	1.500,00	1.500,00
MONTAJE/PUESTA EN MARCHA					
Total			1,00	800,00	800,00
TOTAL					23.300,00
CONSULTORÍA ING. ENERGÉTICA					
Coste consultor			72,00	40,00	2.880,00
Total					2.880,00
PRESUPUESTO TOTAL					
TOTAL 1					319.257,29
TOTAL 2					770.835,29

Tabla 1: Presupuesto total de la instalación energética híbrida de producción.

La inversión total a realizar en la instalación solar térmica de microgeneración o minitrigeneración asciende a la suma de todos los conceptos presupuestarios que se indican en la hoja anterior, esto es, en función de la aplicación de cogeneración o trigeneración elegida:

$Pr e sup uesto _ Total \ 1 = 319.257,29 \text{ €}$

$Pr esupuesto _ Total2 = 770.835,29 \text{ €}$

La instalación híbrida requiere un capital inicial de inversión más alto que el de una instalación convencional, ya que además de la instalación solar de microgeneración o

minitrigeneración que se diseña, es necesaria también la implantación de elementos convencionales como las calderas de calefacción y respaldo al ACS o la enfriadora,.

En definitiva, es por esto que se considera un estudio de inversión diferencial en el que no se incluya el coste total del presupuesto, sino solamente la parte que supone la instalación solar térmica de microcogeneración o minitrigeneración, sin considerar los sistema de producción y distribución comunes a ambas que se ejecutarían con o sin aporte renovable-eficiente.

13.1.1 SUBVENCIONES

En este proyecto no se han considerado las subvenciones, pero se ha recopilado información que sostiene la posibilidad de percibir una subvención dado el interés actual de la Administración en el impulso y concienciación en el ámbito de las energías renovables y la eficiencia energética, especialmente en lo tocante a la energía solar térmica para la producción de ACS.

En la Resolución de 29 de diciembre de 2009, de la Consejería de Industria y Empleo, se aprueban las bases reguladoras de la concesión de subvenciones para acciones de la Estrategia de Ahorro y Eficiencia energética (E4). El objeto de la presente resolución es establecer las bases reguladoras que regirán la convocatoria de subvenciones mediante régimen de concurrencia competitiva dentro del ámbito del Convenio suscrito entre el Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, la Comunidad Autónoma del Principado de Asturias y el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), y en el que se establece una serie de actuaciones en el ámbito de la Estrategia de Ahorro y Eficiencia Energética (E4).

La cuantía se determina para cada caso según se especifica en la base cuarta y de acuerdo con los criterios de la Comisión de Valoración y los definidos en el Convenio de colaboración para la definición y puesta en práctica de las actuaciones contempladas en el Plan de la Estrategia de Ahorro y Eficiencia Energética (E4).

Cualquier tipo de subvención o ayuda estatal o financiación del Principado por el empleo del sistema híbrido debe sustraerse al importe presupuestado. La subvención reduciría la inversión total a realizar.

13.2 ESTUDIO DE VIABILIDAD ECONÓMICA

Una vez estimado el coste de la instalación, resulta imprescindible determinar la viabilidad económica de la instalación, o por el contrario, concluir que no se llega a recuperar la inversión realizada antes de la finalización de la vida útil de la instalación. Especialmente interesante se entiende en el ámbito de este proyecto, donde se evalúa una instalación híbrida singular en el terreno de la edificación.

El estudio de viabilidad se realiza en términos de ahorro de energía primaria, esto es, ahorro de combustible y electricidad, y por tanto ahorro económico derivado del menor coste en combustible y el ingreso derivado de la venta de la electricidad a la red. Finalmente, se realiza una comparativa entre la instalación de tipo híbrido con una instalación convencional.

Este proyecto plantea la viabilidad económica de dos instalaciones híbridas distintas, se contemplan dos escenarios distintos para los cuales se realiza un estudio de comparación frente a una instalación convencional para la producción de ACS y calefacción/climatización por suelo radiante/techo refrescante mediante caldera a gas natural y enfriadora o máquina de frío por compresión mecánica de vapor:

- ✓ **Escenario 1:** instalación híbrida solar térmica de microcogeneración calculada para la producción de ACS y cobertura parcial de la producción de calefacción apoyada mediante caldera a gas por suelo radiante sin servicio de climatización.
- ✓ **Escenario 2:** instalación híbrida solar térmica de minitrigeneración calculada para la producción de ACS y cobertura parcial de la producción de calefacción por suelo radiante y climatización por techo refrescante con máquina de absorción.

13.2.1 ANÁLISIS FINANCIERO DE RENTABILIDAD

En definitiva, el estudio de viabilidad económico que se plantea no es sino el análisis de una inversión. De esta forma, utilizando las herramientas financieras más habituales, Valor Actual Neto (VAN) y el Pay-Back, este último es el periodo de retorno o recuperación de la inversión suplementaria, se puede ampliamente analizar la inversión efectuada.

En análisis financieros se utiliza otro parámetro, la TIR, que particularmente no aporta información de interés para determinar la viabilidad de este proyecto. Aquí se calcula el VAN como indicador de juicio a la hora de evaluar la inversión.

13.2.1.1 PERIODO DE AMORTIZACIÓN O TIEMPO DE RETORNO DE LA INVERSIÓN

Un estudio económico de rentabilidad bien puede quedar caracterizado definiendo el Pay-Back”, o lo que es lo mismo, el tiempo de retorno o recuperación de la inversión diferencial realizada. Esto es, el tiempo que se tarda en recuperar el capital invertido inicialmente en la instalación, y empezar a obtener beneficio por su utilización. Para ello, se requiere conocer el ahorro energético anual total en términos monetarios generados

como consecuencia de la implantación de la instalación en lugar de una convencional a lo largo de la vida útil de los sistemas, valorando la venta de energía eléctrica a la red.

Se halla según la fórmula:

$$TRI = \frac{\text{Inversión}}{(\text{Ahorro}_{\text{energético}} - \text{Mantenimiento})}$$

13.2.1.2 VALOR ACTUAL NETO

El Valor Actual Neto se define como el método que proporciona una valoración financiera en el momento actual de los flujos de caja netos proporcionados por la inversión, es decir, presenta la relación entre los ingresos y los gastos de una inversión en función del tiempo. Cuando el VAN toma valor cero significa que los ingresos han igualado a los gastos y por lo tanto, se ha amortizado la instalación

$$VAN = -I - M \cdot \sum_{k=1}^n \left(\frac{(1+f)}{(1+i)} \right)^k + (A + E) \cdot \sum_{k=1}^n \left(\frac{(1+c)}{(1+i)} \right)^k$$

Donde:

VAN : valor actual neto, expresa la relación entre los ingresos y los gastos de la inversión en función del tiempo (€).

I : valor de la inversión inicial (€).

M : coste anual de mantenimiento (€).

c : incremento del precio del combustible (%).

i : tipo de interés del dinero (%).

A : ahorro anual de combustible (€).

E : ingreso anual de electricidad (€).

f : valor de la inflación (%).

n : número de años (años).

A continuación se estima cada uno de los conceptos involucrados para el cálculo de los dos parámetros en cada uno de los escenarios contemplados en el análisis de viabilidad, en lo que constituyen dos estudios comparativos de rentabilidad entre una instalación convencional y otra solar térmica de microgeneración o minitrigeneración.

13.3 ESTUDIO COMPARATIVO DE RENTABILIDAD

13.3.1 INSTALACIÓN CONVENCIONAL Vs INSTALACIÓN HÍBRIDA SOLAR TÉRMICA DE MICROCOGENERACIÓN

○ Inversión inicial:

El valor total de la inversión diferencial inicial es el correspondiente al valor reflejado en el presupuesto para el sistema híbrido de producción, esto es, el importe de la compra de la instalación solar térmica de microcogeneración, sobre el cual se aplica la deducción que supone el hecho de eliminar una caldera de calefacción con respecto a la instalación convencional. La descomposición de la inversión diferencial por sistemas para llevar a cabo la solución adoptada es la siguiente:

PARTIDA	IMPORTE
Instalación de microcogeneración	99.800 €
Instalación solar térmica	105.204,21 €
TOTAL	205.04,21 €

Tabla 2: Desglose por instalaciones de la inversión diferencial.

○ Ahorro de combustible

El enfoque de ahorro de combustible se plantea como la diferencia de energía primaria consumida por sendas instalaciones, esto es, el gas natural empleado en una instalación convencional y el gas natural consumido en la instalación solar de microcogeneración. La demanda de calor del edificio se ha calculado anteriormente, presentando la siguiente estructura mensual desglosada:

DEMANDAS					
Mes	ACS (kWh)	CALEFACCIÓN (kWh)	CLIMATIZACIÓN (kWh)	TOTAL CALOR (kWh)	TOTAL (kWh)
Ene	38.723,55	217.313,05	0,00	256.036,60	256.036,60
Feb	33.048,14	190.002,02	0,00	223.050,15	223.050,15
Mar	34.395,70	192.684,23	0,00	227.079,93	227.079,93
Abr	34.642,81	158.768,37	0,00	193.411,19	193.411,19
May	32.437,48	113.815,82	0,00	146.253,30	146.253,30
Jun	28.799,64	0,00	65.395,65	28.799,64	94.195,29
Jul	25.065,45	0,00	72.674,76	25.065,45	97.740,21
Agp	21.101,26	0,00	70.913,75	21.101,26	92.015,01
Sep	25.252,56	0,00	68.154,92	25.252,56	93.407,49
Oct	28.879,03	0,00	66.072,69	28.879,03	94.951,72
Nov	32.435,59	158.908,76	0,00	191.344,35	191.344,35
Dic	36.616,39	210.230,14	0,00	246.846,54	246.846,54
TOT	371.397,61	1.241.722,39	343.211,77	1.613.120,00	1.956.331,77

Tabla 3: Necesidades energéticas del edificio Rubín.

Conociendo la demanda total de calor, si se considera una instalación convencional, se debe asumir el gasto correspondiente al combustible consumido en las calderas que dan cobertura a la demanda energética del edificio. Particularmente, se supone una caldera a gas natural, con rendimiento térmico del 80%:

$$\text{Consumo} = \frac{\text{Demanda}}{\eta_{\text{CALDERA}} \cdot \left(\frac{\text{PCS}}{\text{PCI}} \right)} = \frac{\text{Demanda}}{0,8 \cdot 0,9}$$

El cálculo del precio del gas natural se efectúa realizando una descomposición en dos términos, un término fijo y un término variable, que evoluciona trimestralmente a lo largo del año, y depende del suministro o peaje:

Peaje	Descripción
3.1	Consumo inferior o igual a 5.000 kWh/año
3.2	Consumo superior a 5.000 kWh/año e inferior o igual a 50.000 kWh/año
3.3	Consumo superior a 50.000 kWh/año e inferior o igual a 100.000 kWh/año
3.4	Consumo superior a 100.000 kWh/año

Tabla 4: Descripción de peajes de consumo de Gas Natural. Fuente: BOE.

Para un suministro con peaje 3.4, consultando la tarifa de Gas Natural con fecha de junio de 2010, se tiene:

Precio fijo = 66,48€/mes
Precio variable = 4,106c€/mes=0,04106€/mes

De manera que multiplicando el precio variable por el consumo de gas y sumando el precio fijo mensual se obtiene el coste mensual total del gas que se tendría para una instalación convencional que cubra la demanda energética del edificio. Entonces, operando resulta:

COSTE ACTUAL				
GAS				
Mes	kWh	Var (€/kWh)	Fijo (€/mes)	€ Gas
Ene	355.606,4	0,041	66,48	14.667,68
Feb	309.791,9	0,041	66,48	12.786,53
Mar	315.388,8	0,041	66,48	13.016,34
Abr	268.626,6	0,041	66,48	11.096,29
May	203.129,6	0,041	66,48	8.406,98
Jun	39.999,5	0,041	66,48	1.708,86
Jul	34.813,1	0,041	66,48	1.495,91
Agp	29.307,3	0,041	66,48	1.269,84
Sep	35.073,0	0,041	66,48	1.506,58
Oct	40.109,8	0,041	66,48	1.713,39
Nov	265.756,0	0,041	66,48	10.978,42
Dic	342.842,4	0,041	66,48	14.143,59
TOT	2.240.444,4			92.790,41

Tabla 5: Consumo de gas natural en kWh del edificio en una instalación convencional.

La nueva disposición genera, por su parte, el consumo de combustible que demandan los sistemas de producción. Así, la calderas queman el Gas Natural destinado a atender el ratio de demanda no cubierto por el motor y la instalación solar, en tanto en cuanto el motor se alimenta a Gas Natural. La estructura de costes anual que se tendría con la configuración planteada presenta el siguiente aspecto:

COSTE EFICIENCIA ENERGÉTICA							
GAS							
	CALDERAS				MICROCOGENERACIÓN		TOTAL
Mes	Consumo (kWh)	Var (€/kWh)	Fijo (€/mes)	Coste (€)	Consumo (kWh)	Coste (€)	Coste (€)
Ene	262.447,55	0,041	66,48	10.842,58	49.145,3	2.017,91	12.860,48
Feb	223.626,94	0,041	66,48	9.248,60	49.145,3	2.017,91	11.266,51
Mar	221.960,02	0,041	66,48	9.180,16	51.602,6	2.118,80	11.298,96
Abr	185.515,85	0,041	66,48	7.683,76	49.145,3	2.017,91	9.701,67
May	128.598,67	0,041	66,48	5.346,74	49.145,3	2.017,91	7.364,65
Jun	3.574,79	0,041	66,48	213,26	54.059,9	2.219,70	2.432,96
Jul	1.929,33	0,041	66,48	145,70	56.517,1	2.320,59	2.466,29
Agp	10.850,70	0,041	66,48	512,01	0,0	0,00	512,01
Sep	2.202,10	0,041	66,48	156,90	54.059,9	2.219,70	2.376,60
Oct	3.945,45	0,041	66,48	228,48	51.602,6	2.118,80	2.347,28
Nov	184.730,84	0,041	66,48	7.651,53	51.602,6	2.118,80	9.770,33
Dic	250.754,54	0,041	66,48	10.362,46	51.602,6	2.118,80	12.481,26
TOT	1.480.136,79			61.572,2	567.628,6	23.306,83	84.879,01

Tabla 6: Coste anual del consumo de gas natural de una instalación solar de microcogeneración.

Conforme a los valores expuestos, el balance económico de coste:

Coste combustible actual	Coste combustible futuro	Ahorro combustible
92.790,41 €	84.879,01 €	7.911,40 €

Por tanto, el ahorro anual en combustible, gas natural, asciende a un total de **7.911,40 €**:

$$Ahorro_combustible_anual = 7.911,40€$$

○ Ingreso por electricidad

En el caso de un edificio de viviendas, el motor es propiedad de los vecinos, aunque su mantenimiento y explotación pueda ser responsabilidad de una empresa gestora. Así cualquier retribución, administrada por esta sociedad si fuera el caso, pertenece a los vecinos, contribuyendo a reducir su factura eléctrica. La venta de la electricidad generada por el motor de microgeneración al precio estipulado por la tarifa de aplicación durante el tercer trimestre de 2010 para las instalaciones acogidas al Real Decreto 661/2007, en discriminación horaria, permite generar el siguiente ingreso económico por la venta a tarifa regulada:

VENTA ELÉCTRICA A TARIFA	
Producción (kWh)	Venta (€)
13.711,9	2.596,30
13.711,9	2.596,30
14.397,5	2.726,12
13.711,9	2.596,30
13.711,9	2.596,30
15.083,1	2.855,93
15.768,7	2.985,75
0,0	0,00
15.083,1	2.855,93
14.397,5	2.726,12
14.397,5	2.726,12
14.397,5	2.726,12
158.372,7	29.987,28

Tabla 7: Venta de electricidad a tarifa regulada.

Además, se debe tener en cuenta los complementos obtenidos por eficiencia y por reactiva. La simulación efectuada permite evaluar la retribución económica obtenida diariamente por cada uno de estos dos complementos:

$$REE = 54,9\% \Rightarrow CE = 1,1 \cdot \left(\frac{1}{0,495} - \frac{1}{0,549} \right) \cdot 16h \cdot 44,175kW \cdot 0,020031 \cdot \frac{€}{kWh} = 3,00€$$

Considerando que el motor no integra la electrónica de control necesaria para modular el $\cos \varphi$, en este proyecto se toma un factor de potencia $\cos \varphi = 1$, para no perder potencia activa, y venta de energía en “Llano”, durante las 12 horas del día que presenta la tarifa bonificación, con un porcentaje a aplicar del 4%. Se obtiene así por día de funcionamiento del motor:

$$\cos \varphi = 1 \Rightarrow CR = 0,04 \cdot 12horas \cdot 44,175kW \cdot 0,082954 \frac{€}{kWh} = 1,76€$$

NOTA: Exportación a red

La gestión de la venta de energía eléctrica en régimen especial no es precisamente sencilla, se requiere la contratación de un gestor o agente libre que realice la tramitación administrativa, la obtención entre otros de la licencia como productor en régimen especial y la conexión del punto a red. La figura correspondiente al agente representante de mercado es, por tanto, una figura necesaria para la exportación de la electricidad a la red. En el caso de una microgeneración inferior a 50kW, se suele considerar un cote de 1 c€/kWh por la energía exportada, lo cual penaliza el ingreso eléctrico en **1.583,73 €**.

La siguiente tabla muestra el resumen mensual desglosado del ingreso obtenido por la venta a la red de la electricidad generada con la implantación del motor de microgeneración elegido como solución de eficiencia, incluyendo la retribución

económica que supone el complemento por eficiencia, el complemento por reactiva y la deducción del agente representante.

Mes	Tarifa (€)	Complemento eficiencia (€)		Complemento reactiva (€)	Agente representante (€)	Venta electricidad (€)
		Cn (c€/kWh)	(€)			
Ene	2.596,30	2,0031	60,01	28,44	137,12	2.547,63
Feb	2.596,30	2,0031	60,01	28,44	137,12	2.547,63
Mar	2.726,12	2,0031	63,01	29,29	143,98	2.674,44
Abr	2.596,30	2,0031	60,01	22,75	137,12	2.541,94
May	2.596,30	2,0031	60,01	22,75	137,12	2.541,94
Jun	2.855,93	2,0031	69,01	25,02	150,83	2.796,13
Jul	2.985,75	2,0031	69,01	26,16	157,69	2.923,23
Ago	0,00	2,0031	0,00	0,00	0,00	0,00
Sept	2.855,93	2,0031	66,01	25,02	150,83	2.796,13
Oct	2.726,12	2,0031	63,01	23,89	143,98	2.669,04
Nov	2.726,12	2,0031	63,01	29,86	143,98	2.675,01
Dic	2.726,12	2,0031	63,01	29,86	143,98	2.675,01
Total	29.987,28		696,08	291,47	1.583,73	29.388,11

Tabla 8: Ingreso económico obtenido por la venta de electricidad a la red.

La exportación de la producción eléctrica de cogeneración retorna un ingreso anual de **29.494 €**.

○ Ahorro total

Si al ahorro que supone la reducción en el consumo de combustible, se le suma la retribución obtenida por la venta de electricidad a la red, se obtiene el ahorro energético total de la instalación híbrida. Ambos conceptos, con vistas al cálculo del VAN, afectan al mismo sumatorio, pues el precio de la electricidad y su normal evolución creciente está indexada evidentemente al precio del gas natural.

En la siguiente tabla se muestra el resumen económico anual entre el ahorro en combustible y la venta de electricidad:

Ahorro combustible	Ingresos electricidad	Ahorro total
7.911,40 €	29.388,11 €	37.299,51 €

○ Coste de mantenimiento

El capítulo dedicado al mantenimiento incluye una descripción detallada del mantenimiento que es necesario efectuar sobre una instalación solar térmica y un equipo de microcogeneración. Aunque muchos estudios solares no tienen en cuenta este aspecto, no podemos obviar el coste de mantenimiento asociado al uso de los equipos, especialmente en el caso del motor, que requiere diversas labores de elevado precio a lo largo de su

periodo de vida y que se pueden computarse anualmente e integrarse en el análisis financiero final para ganar en precisión:

- Equipo microgeneración: 4.560,46 €/año (mantenimiento integral + overhaul)
- Instalación solar térmica: 1.000 €/año

El coste de mantenimiento total asciende a **5.560,46 € anuales**

○ **Incremento del precio del combustible/electricidad**

El precio del combustible depende fuertemente del coste del gas natural en los mercados internacionales, el incremento de la demanda, el coste del transporte y distribución del gas y algunos otros factores varios que hacen que, con todo, su valor sea en general creciente en el futuro. Algo parecido sucede con la electricidad. Aunque no puede conocerse el valor exacto de ambas subidas, se estima que su precio sufra un incremento anual del 6%.

○ **Deflación/Inflación**

La inflación representa el aumento sostenido y generalizado del nivel de precios de bienes y servicios, medido frente a un poder adquisitivo estable. Se estima un valor de inflación del 2,5%.

○ **Precio del dinero o interés bancario**

Resulta verdaderamente difícil predecir con exactitud la evolución anual del dinero, más aún, inmersa la economía mundial en una profunda crisis de consecuencias todavía difícilmente valorables. No obstante, manejando el interés financiero bancario basado en el *euribor* para pequeños capitales (viviendas típicamente) por parte de bancos y cajas de ahorro, se puede estimar un valor aproximado del 6%.

13.3.1.1 DETERMINACIÓN DEL PERIODO DE AMORTIZACIÓN

Se entiende que para un proyecto de estas características es acertado caracterizar la solución de eficiencia energética indicando, de forma sólo preliminar, puesto que existe una tasa de riesgo dada por la evolución del precio del combustible, del dinero y de la inflación, a partir del tiempo de recuperación de la inversión o tiempo de retorno de la inversión y, comprobar de esta manera, el potencial de la solución aportada. A tenor de valores obtenidos se obtiene inmediatamente:

$$TRI = \frac{Inversión}{(Ahorro_total - Mantenimiento)} = \frac{205.044,21}{(37.299,51 - 5.560,46)} = 6,46 años$$

Tiempo de Retorno de la Inversión: 7 años
--

13.3.1.2 DETERMINACIÓN DEL VALOR ACTUAL NETO

Con todos estos datos, el VAN evoluciona anualmente:

VAN (€)			
AÑO	VAN (€)	AÑO	VAN
1	-172.506,46	13	220.686,29
2	-136.756,10	14	249.403,62
3	-100.406,30	15	277.539,58
4	-65.384,43	16	305.102,64
5	-31.034,95	17	332.101,16
6	2.651,78	18	358.543,39
7	35.685,28	19	384.437,48
8	68.074,94	20	409.791,45
9	99.830,05	21	434.613,23
10	130.959,76	22	458.910,67
11	161.473,11	23	482.691,48
12	191.379,02	24	505.963,30

Tabla 9: VAN anual.

Efectivamente, durante los primeros años, el VAN experimenta valores negativos debido a que todavía no se recupera la inversión. No obstante, alcanzado el año 6, el VAN cambia de signo y se hace positivo, lo cual indica el año en el que la amortización de la instalación se hace efectiva. Esto es, se tarda en recuperar la inversión 6 años, momento en el cual los flujos de caja superan la inversión realizada y se empieza a obtener un beneficio económico. Justamente, en el año 6, el valor actual neto es positivo e igual a 2.651,78 €. Fíjese que se estima que en el año de finalización de la vida de la útil de la instalación se haya obtenido un beneficio de 505.963,30 €.

13.3.2 INSTALACIÓN CONVENCIONAL Vs INSTALACIÓN HÍBRIDA TÉRMICA DE MINITRIGENERACIÓN

En general, para este segundo análisis comparativo, es de aplicación todo lo dispuesto en el primero, hace especial hincapié en la determinación del ahorro total generado con la nueva configuración, el coste de su mantenimiento y la inversión a realizar.

○ Inversión inicial

Una instalación de minitrigeneración implica, para la producción de frío, la incorporación de una absorción para la recuperación del calor del agua de camisas, del aceite y de los gases de escape. Se estima que el importe de una máquina de absorción de simple efecto asciende a unos 305.903 €, a lo cual hay que añadirle la adquisición de una torre de refrigeración para los condensados de la absorción.

PARTIDA	IMPORTE
Instalación de minitrigeneración	200.000 €
Máquina de absorción	305.903 €
Torre de refrigeración	25.000
Instalación solar térmica	105.244 €
TOTAL	650.146,21 €

Tabla 10: Desglose de la inversión por sistemas.

○ Sobrecoste de combustible

La estructura mensual de los costes de combustibles en la configuración de trigeneración presenta el siguiente aspecto:

COSTE EFICIENCIA ENERGÉTICA							
GAS							
	CALDERAS				MINITRIGENERACIÓN		TOTAL
Mes	Consumo (kWh)	Var (€/kWh)	Fijo (€/mes)	Coste (€)	Consumo (kWh)	Coste (€)	Coste (€)
Ene	183.015,59	0,041	66,48	7.581,10	260.300,8	10.687,95	18.269,05
Feb	144.856,20	0,041	66,48	6.014,28	260.300,8	10.687,95	16.702,23
Mar	140.363,31	0,041	66,48	5.829,80	273.315,8	11.222,35	17.052,15
Abr	107.377,90	0,041	66,48	4.475,42	260.300,8	10.687,95	15.163,37
May	58.038,38	0,041	66,48	2.449,54	260.300,8	10.687,95	13.137,49
Jun	4.305,46	0,041	66,48	243,26	286.330,9	11.756,75	12.000,01
Jul	2.970,02	0,041	66,48	188,43	299.345,9	12.291,14	12.479,57
Ago	11.134,77	0,041	66,48	523,67	0,0	0,00	523,67
Sept	3.205,53	0,041	66,48	198,10	286.330,9	11.756,75	11.954,85
Oct	4.910,37	0,041	66,48	268,10	273.315,8	11.222,35	11.490,45
Nov	102.614,49	0,041	66,48	4.279,83	273.315,8	11.222,35	15.502,18
Dic	167.721,73	0,041	66,48	6.953,13	273.315,8	11.222,35	18.175,48
TOT	930.513,74			39.004,7	3.006.474,2	123.445,83	162.450,49

Tabla 11: Coste anual del consumo de gas natural de una instalación híbrida de minitrigeneración.

Contrariamente a la cogeneración, se tiene mayor coste en combustible puesto que, aunque se mantiene el ahorro que supone la instalación solar y las calderas consumen menos por la mayor cobertura de calor existente, la implantación de un motor de mayor tamaño para la aplicación de trigeneración implica mayor consumo de combustible de éste. Entonces, el balance económico de costes de combustible:

Coste convencional de combustible	Coste híbrido de combustible	Sobrecoste combustible
92.790,41 €	162.450,49 €	69.660,08 €

Por tanto, el sobrecoste anual en combustible asciende a un total de **69.660,08 €**:

$$\text{Sobre coste}_{\text{combustible}}_{\text{anual}} = 69.660,08 \text{€}$$

○ Ahorro de electricidad

El gasto eléctrico que se imputa al contrato eléctrico por el término de potencia en función del consumo de una enfriadora constituyente de la instalación convencional para la climatización resulta:

COSTE CONVENCIONAL				
ELECTRICIDAD				
Mes	kWh	Var (€/kWh)	Fijo (€/mes)	€ Gas
ENE	0,0	0,13	0,00	0,00
FEB	0,0	0,13	0,00	0,00
MAR	0,0	0,13	0,00	0,00
ABR	0,0	0,13	0,00	0,00
MAY	0,0	0,13	0,00	0,00
JUN	26.158,3	0,13	0,00	3.400,57
JUL	29.069,9	0,13	0,00	3.779,09
AGO	28.365,5	0,13	0,00	3.687,52
SEP	27.262,0	0,13	0,00	3.544,06
OCT	26.429,1	0,13	0,00	3.435,78
NOV	0,0	0,13	0,00	0,00
DIC	0,0	0,13	0,00	0,00
TOT	137.284,7			17.847,01

Tabla 12: Coste de electricidad de la enfriadora convencional

No obstante, la venta de la electricidad generada por un motor de minitrigeneración al precio estipulado por la tarifa del régimen especial en discriminación horaria permite un ingreso, en este caso un ingreso superior al de cogeneración como consecuencia de la mayor producción eléctrica y de la mejora de la eficiencia:

Mes	Tarifa (€)	Complemento eficiencia (€)		Complemento reactiva (€)	Agente representante (€)	Venta electricidad (€)
		Cn (c€/kWh)	(€)			
Ene	15.577,81	2,0031	1.192,76	170,62	4.113,58	12.827,61
Feb	15.577,81	2,0031	1.192,76	170,62	4.113,58	12.827,61
Mar	16.356,70	2,0031	1.252,39	175,74	4.319,25	13.465,58
Abr	15.577,81	2,0031	1.192,76	136,50	4.113,58	12.793,48
May	15.577,81	2,0031	1.192,76	136,50	4.113,58	12.793,48
Jun	17.135,59	2,0031	1.371,67	150,14	4.524,93	14.072,83
Jul	17.914,48	2,0031	1.371,67	156,97	4.730,61	14.712,51
Ago	0,00	2,0031	0,00	0,00	0,00	0,00
Sept	17.135,59	2,0031	1.312,03	150,14	4.524,93	14.072,83
Oct	16.356,70	2,0031	1.252,39	143,32	4.319,25	13.433,16
Nov	16.356,70	2,0031	1.252,39	179,15	4.319,25	13.468,99
Dic	16.356,70	2,0031	1.252,39	179,15	4.319,25	13.468,99
Total	179.923,71		13.835,96	1.748,84	47.511,80	147.937,07

Tabla 13: Ingreso económico obtenido por la venta de electricidad a la red.

En definitiva, se tiene el siguiente balance eléctrico:

COSTE EFICIENCIA ENERGÉTICA					
ELECTRICIDAD					
	ENFRIADORA		TRIGENERACIÓN		Total
Mes	Consumo (kWh)	Coste (€)	Producción (kWh)	Venta (€)	Ingreso (€)
ENE	0,0	0,00	82.271,5	12.827,6	12.827,6
FEB	0,0	0,00	82.271,5	12.827,6	12.827,6
MAR	0,0	0,00	86.385,1	13.465,6	13.465,6
ABR	0,0	0,00	82.271,5	12.793,5	12.793,5
MAY	0,0	0,00	82.271,5	12.793,5	12.793,5
JUN	8.064,9	1.048,43	90.498,67	14.072,83	13.024,4
JUL	9.505,3	1.235,68	94.612,25	14.712,51	13.515,1
AGO	28.259,5	3.673,74	0,00	0,00	-3.673,7
SEPT	8.534,8	1.109,53	90.498,67	14.072,83	12.971,9
OCT	9.438,5	1.227,01	86.385,10	13.433,16	12.206,1
NOV	0,0	0,00	86.385,10	13.468,99	13.469,0
DIC	0,0	0,00	86.385,10	13.468,99	13.469,0
TOT	63.803,0	8.294,4	950.236,1	147.937,1	139.689,6

Tabla 14: Balance económico del consumo y producción eléctrica de la instalación de minitrigeneración.

El ahorro eléctrico resulta entonces:

Coste convencional de electricidad	Ingreso híbrido de electricidad	Ahorro de electricidad
17.847,01€	139.689,6 €	157.536,61 €

Por tanto, el ahorro eléctrico anual asciende a un total de **157.536,61 €**:

$$\text{Ahorro}_{\text{electricidad}}_{\text{anual}} = 157.536,61 \text{ €}$$

○ **Ahorro total**

En la siguiente tabla se muestra el balance económico anual entre el sobrecoste de combustible y el ahorro de electricidad:

Sobrecoste de combustible	Ahorro electricidad	Ahorro total
69.660,08 €	157.536,61 €	87.876,53 €

○ **Coste de mantenimiento:**

Considerando el motor de minicogeneración y la instalación solar térmica:

- Equipo minicogeneración: 12.566,4 €/año (mantenimiento integral + overhaul)
- Instalación solar térmica: 1.000 €/año
- Máquina de absorción y torre de refrigeración: 5.000 €/año

El coste de mantenimiento total asciende a **21.153,60 € anuales**

○ **Incremento del precio del combustible/electricidad:**

Se estima que el precio del combustible sufrirá en los próximos años un incremento anual del 5%.

○ **Deflación/Inflación:**

Se estima un valor de la inflación igual al 2,5%.

○ **Precio del dinero o interés bancario:**

Se puede estimar un valor aproximado del 6%, asumiendo fluctuaciones anuales al alza de +0,25%.

13.3.2.1 DETERMINACIÓN DEL PERIODO DE AMORTIZACIÓN

Se entiende que para un proyecto de estas características es acertado caracterizar la solución de eficiencia energética indicando, de forma sólo preliminar puesto que existe una tasa de riesgo dada por la evolución del precio del comestible y del dinero y de la inflación, a partir del tiempo de recuperación de la inversión o tiempo de retorno de la inversión y, comprobar de esta manera, el potencial de la solución aportada. A tenor de valores obtenidos se obtiene inmediatamente:

$$TRI = \frac{Inversión}{(Ahorro_total - Mantenimiento)} = \frac{650.146,21}{(87.876,52 - 21.153,6)} = 9,74 años$$

Tiempo de retorno de la inversión: 10 años

13.3.2.2 DETERMINACIÓN DEL VALOR ACTUAL NETO

Con todos estos datos, a continuación se muestra una tabla con el valor del VA anual:

VAN (€)			
AÑO	VAN	AÑO	VAN
1	-583.553,84	13	346.134,59
2	-497.473,33	14	414.013,89
3	-413.034,29	15	480.516,17
4	-330.213,03	16	545.661,63
5	-248.986,18	17	609.470,19
6	-169.330,67	18	671.961,52
7	-91.223,74	19	733.155,01
8	-14.642,95	20	793.069,80
9	60.433,88	21	851.724,80
10	134.028,61	22	909.138,65
11	206.162,83	23	965.329,73
12	276.857,81	24	1.020.316,21

Tabla 15: VAN anual.

El VAN experimenta valores altamente negativos durante los primeros años, si bien decrece rápidamente hasta alcanzar en el año 9 un valor positivo e igual a 60.433,88 €, que significa que en ese año la amortización de la instalación se hace efectiva y los flujo de caja superan la inversión realizada. Por tanto, se tarda 9 años en recuperar la inversión realizada en la instalación solar térmica de minitrigeneración. Fíjese que se estima que en el año de finalización de la vida de la útil de la instalación se haya obtenido un beneficio de 1.020.316,21 €.

ESTUDIO AMBIENTAL

14.1 GASES CONTAMINANTES Y EFECTO INVERNADERO

Los principales gases contaminantes derivados del uso de una instalación térmica a gas natural son los siguientes:

Óxidos nítricos NO_x : Se forma sobre todo a altas temperaturas de combustión mediante la reacción del oxígeno O_2 con el nitrógeno N_2 del aire. Los óxidos nítricos favorecen la formación de ozono O_3 en las capas bajas de la atmósfera, causante de fuertes irritaciones, sobre todo en las vías respiratorias y en los ojos.

Óxidos de azufre SO_2 : Se forma durante la combustión de combustibles fósiles con contenido en azufre, como por ejemplo el gasóleo (en cambio el gas natural está libre de azufre). El dióxido de azufre reacciona con el vapor de agua contenido en el aire y forma ácido sulfuroso, que ataca las plantas y los edificios (conocido también como lluvia ácida).

Partículas sólidas: Se forma durante la combustión de combustibles fósiles con alto contenido en carbono, como p.ej. el gasóleo o la madera. El efecto de las partículas sólidas en forma por ejemplo de hollín se considera parcialmente cancerígeno.

Óxidos de carbono CO : Se forma por la combustión incompleta de combustibles fósiles como el gasóleo, el gas natural y la biomasa, cuando se da una insuficiencia de oxígeno en el aire. El CO es denominado también “veneno de la muerte”, porque bloquea la capacidad de fijación del oxígeno por parte de la sangre.

Óxidos de carbono CO_2 : Se forma en la combustión de cualquier combustible fósil y su exceso supone una acentuación del conocido efecto invernadero, reduciendo la emisión de calor al espacio y provocando un mayor calentamiento del planeta.

Los Gases de Efecto invernadero (GEI) son bastante transparentes a la radiación solar que impacta la Tierra, ilumina y calienta su superficie, pero relativamente opacos para la radiación infrarroja que la superficie terrestre reemite, al calentarse, hacia el espacio exterior. A mayor concentración de GEI en la atmósfera, mayor la opacidad de ésta ante la radiación infrarroja reflejada y mayor la temperatura promedio de la superficie terrestre.

Las emisiones de CO_2 son la causa principal del calentamiento global. Normalmente, ahorrar 1.000 kWh de electricidad significa quemar 640 Kg menos de carbón con una reducción en las emisiones de CO_2 de 1.150 Kg. Por ende, reducir el consumo de electricidad o de combustible fósil ayuda al medio ambiente y también ahorra de forma directa el dinero que se gasta en energía primaria. Esto, a su vez, reduce la inversión que requiere el país para estaciones generadoras, capacidad minera, etc. a lo primordial: impuestos más bajos o menos dinero de impuestos desperdiciado.

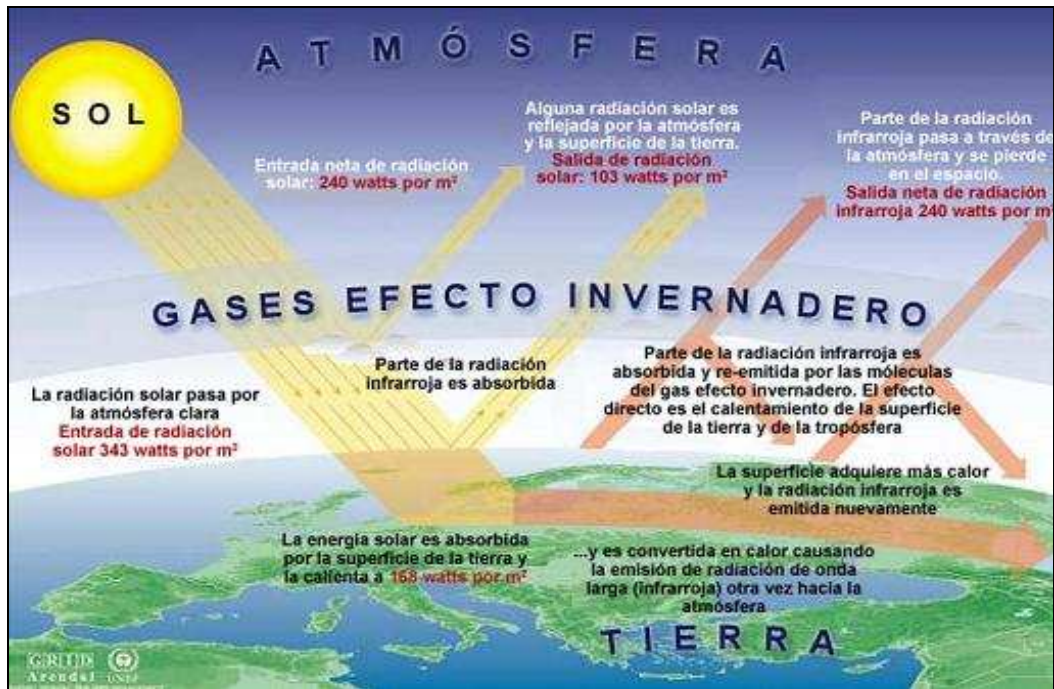


Figura 1: Distribución de gases de efecto invernadero sobre la atmósfera.

El principal gas casusante del efecto invernadero es el dióxido de carbono, es por ello que la prolifera normativa medioambiental se esfuerce en la reducción de sus emisiones. Las emisiones mundiales de dióxido de carbono aumentaron en el 2.008 un 1,94 por ciento interanual hasta las 31.500 millones de toneladas, creciendo por décimo año consecutivo, según el Instituto Alemán de Energías Renovables, basándose en datos oficiales y en sus propios estudios. Los nuevos datos ponen de manifiesto la poca aplicación de las directrices del Protocolo de Kyoto de 1.997, que tenía como objetivo reducir las emisiones de dióxido de carbono en un 5,2 por ciento para el 2012.

Debido al fuerte crecimiento económico experimentado en los últimos años, España es el país de la Unión que más alejado se encuentra de su objetivo de emisiones de CO₂: los últimos datos oficiales revelan que en el año 2.004 las emisiones sobrepasaban en un 47,9% las de 1.990 y superarán, previsiblemente, el 52% en el año 2.005, cuando el objetivo nacional para el quinquenio 2.008-2.012 es haber incrementado tan sólo un 15%.

En el caso español, las reducciones se han conseguido fundamentalmente gracias al esfuerzo realizado por el sector industrial en los cinco últimos años para adaptarse a las exigencias de competitividad, ya que en otros sectores, como el transporte, el sector doméstico y residencial, se han producido aumentos significativos, en consonancia con los niveles de bienestar y calidad de vida. La distinta evolución sectorial ha limitado la reducción española a un tercio de la mejora registrada por UE-15.

14.2 PODER CONTAMINANTE

El proyecto pretende poner de relieve la reducción del impacto ambiental propiciado por una instalación basada en energía solar de microcogeneración o minitrigeneración frente a las instalaciones convencionales que queman combustibles fósiles o de funcionamiento eléctrico. La demanda energética de ACS cubierta con la ayuda de combustibles fósiles es sustituida por energía solar. La radiación solar constituye una fuente de energía renovable, sostenible en el tiempo y efectivamente limpia, su utilización no representa ninguna emisión de CO_2 . Si a esto le sumamos el hecho de que su empleo implica la no utilización de un recurso contaminante e hiriente para el medio ambiente, se puede entender la energía solar como un ahorro en las emisiones y una reducción del efecto invernadero.

El motor de cogeneración se alimenta a gas natural, pero al tiempo genera electricidad que, de otra forma, se habría producido en una central termoeléctrica con la consiguiente combustión de algún combustible de origen fósil. El gas natural es un combustible frecuentemente utilizado en plantas cogeneradores, ya que debido a sus propiedades específicas, este combustible no solo permite la realización de los sistemas termodinámicos más eficaces, sino que también asegura un mínimo impacto sobre el medio ambiente gracias a la disponibilidad actual de sistemas de combustión de bajo contenido en NO_x .

Se puede apreciar la emisión de gases de efecto invernadero por fuente de energía

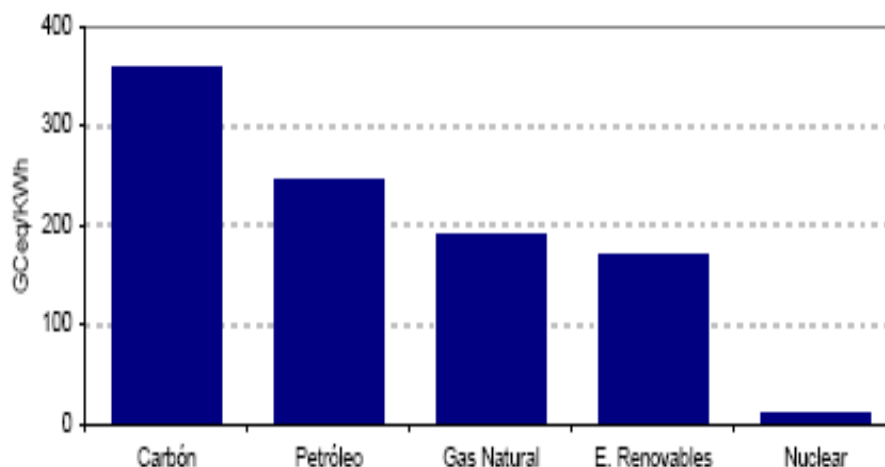


Figura 1: Emisiones por fuente de generación eléctrica. Fuente: IEAE

Además, para el caso de una trigeneración, se elimina el efecto de los fluidos refrigerantes, tanto su poder de destrucción sobre la capa de ozono como su poder de efecto invernadero, valorando la conveniencia de su empleo y algunas otras consideraciones económico-ambientales.

Por último, los problemas de ruido, prácticamente no existen debido a los aislamientos utilizados en el edificio donde se ubica la instalación y a la utilización de silenciadores de escape a la salida del motor, del aire de admisión y extracción de la sala de motores.

14.3 ESTUDIO COMPARATIVO DE AHORRO DE EMISIONES

14.3.1 INSTALACIÓN CONVENCIONAL Vs HÍBRIDA SOLAR TÉRMICA DE MICROCOGENERACIÓN

Para el cálculo del ahorro de emisiones de CO_2 , se compara la instalación híbrida de microcogeneración propuesta con una instalación convencional que cubra la demanda térmica con calderas convencionales de Gas Natural.

En la siguiente tabla se pueden observar las emisiones totales de la instalación solar térmica de microcogeneración:

CONSUMO/PRODUCCIÓN	kg CO_2/kWh	ENERGÍA (kWh)	ton CO_2
Gas Natural	0,216	2.047.765,39	441,88
Electricidad Cogeneración	0,557	158.372,68	88,21
TOTAL			353,66

Tabla 1: Emisiones de CO_2 de la instalación de producción híbrida de microcogeneración.

14.2.1.1 REDUCCIÓN DE EMISIONES DE CO_2

La instalación de producción térmica híbrida reduce notablemente las emisiones de gases contaminantes a la atmósfera. Mientras que una configuración formada por calderas convencionales consumiría un total de **2.240.444,4 kWh**, la configuración formada por el micromotor y las calderas de gas de alto rendimiento consume **2.047.765,39 kWh**, esto es, **192.679,05 kWh** térmicos menos. Se estima que el kilovatio hora térmico emite cerca de 0,216 kg de CO_2 , con lo cual el ahorro producido resulta:

kg CO_2/kWh	kWh Gas Natural	ton CO_2
0,216	192.679,05	41,577

Además, la producción eléctrica basada en cogeneración conlleva, de forma indirecta, la reducción de emisiones de CO_2 , entendiéndose que la ausencia de combustión de combustibles fósiles en centrales termo-eléctricas durante las aproximadamente las 3.696 horas al año que opera la microcogeneración, produce importantes reducciones de emisiones. Por tanto, estimando que el kilovatio- hora eléctrico emite 0,557 kg de CO_2 , la producción de cogeneración de 63.349,07 kWh eléctricos, produce una reducción de emisiones igual a:

kg CO_2/kWh	kWh Electricidad	ton CO_2
0,557	158.372,68	88,213

La instalación de producción híbrida propuesta para el edificio reduce las emisiones de gases CO_2 sobre la atmósfera en un **26,85%** con respecto a una instalación convencional hasta un total de **129,79 toneladas anuales**.

14.3.2 INSTALACIÓN CONVENCIONAL Vs HÍBRIDA SOLAR TÉRMICA DE MINITRIGENERACIÓN

Para el cálculo del ahorro de emisiones de CO_2 , se compara la instalación híbrida de minitrigeneración propuesta con una instalación convencional que cubra la demanda térmica con calderas convencionales de Gas Natural y la demanda eléctrica con enfriadora convencionales.

En la siguiente tabla se pueden observar las emisiones totales de la instalación solar térmica de minitrigeneración:

CONSUMO/PRODUCCIÓN	kg CO_2/kWh	ENERGÍA (kWh)	ton CO_2
Gas Natural	0,216	3.936.987,98	849,54
Electricidad Convencional	0,557	63.803,0	35,54
Electricidad Cogeneración	0,557	950.236,06	529,28
TOTAL			355,91

Tabla 2: Emisiones de la instalación de producción híbrida de minitrigeneración.

14.3.2.1 REDUCCIÓN DE EMISIONES DE CO_2

La instalación de producción híbrida reduce notablemente las emisiones de gases contaminantes a la atmósfera. Mientras que una configuración formada por calderas y enfriadora convencional consume un total de **2.240.444,4 kWh térmicos** y un total de **137.284,7 kWh eléctricos**, la configuración formada por el minimotor, calderas y enfriadora consume **3.936.987,98 kWh térmicos** y produce, descontado el consumo eléctrico convencional de **63.803,0 kWh**, **86.793,8 kWh** anuales, esto es, **1.696.543,54 kWh térmicos** más y **950.236,06 kWh eléctricos** menos.

Nótese que la producción eléctrica basada en cogeneración conlleva, de forma indirecta, la reducción de emisiones de CO_2 , entendiéndose que la ausencia de combustión de combustibles fósiles en centrales termo-eléctricas durante las aproximadamente las 3.696 horas al año que opera la minitrigeneración. Estimando, según los coeficientes de emisión valorados por el IDAE, que el kilovatio-hora térmico emite 0,216 kg de CO_2 , y el kilovatio-hora eléctrico 0,557 kg de CO_2 se tienen importantes reducciones de emisiones:

kg CO_2/kWh	kWh Gas Natural	ton CO_2
0,216	1.696.543,54	-366,09

kg CO_2/kWh	kWh Electricidad	ton CO_2
0,557	950.236,06	570,41

El nuevo sistema de producción térmico propuesto para el edificio reduce las emisiones de gases CO_2 sobre la atmósfera en un **36,49%** con respecto a una instalación convencional hasta un total de **204,32 toneladas** anuales.

14.4 VALORACIÓN ECONÓMICA DEL CO₂

El sistema europeo de comercio de derechos de emisión de CO₂ intenta utilizar uno de los mecanismos de flexibilidad que ofrece el Protocolo de Kioto para lograr que los países integrantes de la Unión Europea puedan llegar a cumplir con el objetivo de disminuir globalmente en un 8% sus emisiones de gases de efecto invernadero, negociado en el seno de Naciones Unidas. Concebido en su origen como una herramienta para ser utilizada a nivel mundial en aras de facilitar el cumplimiento de los objetivos negociados al menor coste posible, la experiencia que se está adquiriendo en Europa, a lo largo del escaso tiempo transcurrido del periodo de prueba y aprendizaje 2005-2007, debería hacer cuando menos reflexionar sobre los aspectos claves de eficacia que impulsaron el esquema de comercio de derechos de emisión, para reformarlo en profundidad con el objetivo de introducir criterios de competitividad global. Cabe destacar la especial incidencia que una aplicación rígida de este esquema puede tener para las instalaciones españolas por lo delicado de la situación nacional.

El protocolo de Kioto, además de la limitación de la emisión de gases a la atmósfera presenta una nueva situación de excepcional valía, desde el momento en el que le pone precio al kilogramo de CO₂ emitido. Así, contempla la venta de las cuotas de esta emisión en forma de derechos de emisión, de modo que cada país puede vender a otras naciones, y así valorar económicamente la emisión de CO₂. Aunque en España, en la actualidad, no está tasado el precio del kilogramo de CO₂ ni regulado como actividad económica, otras potencias realizan esta práctica con cierta normalidad.

El precio de emisión varía en función del país, esto es, los países desarrollados que tienen índices de emisión elevadísimos, por tanto parece razonable que el precio en Alemania, por ejemplo, sea del orden de 10 veces superior al del precio en Ecuador, por ejemplo. En suma, no es fácil dar un precio redondo para el kilogramo de CO₂, no obstante, considerando el escenario actual, se estima en un valor aproximado de 15,5 €/ton.

Con estos datos, se podría realizar un balance cualitativo más que cuantitativo acerca del beneficio económico resultante del empleo de tecnologías más respetuosas con el medio ambiente que promuevan la reducción de emisiones.

Si se compara la utilización de una instalación solar térmica en detrimento de una instalación convencional a carbón o gasóleo, ambas de gran poder contaminante, o se hace lo propio con una instalación de cogeneración, como es el caso, los resultados económicos pueden ser realmente de envergadura relevante.

RESULTADOS

15.1 SOLUCIÓN DE EFICIENCIA ENERGÉTICA

Entendiendo que una vez elegida la configuración solar de ACS para la superficie de cubierta disponible, el dimensionado de la instalación solar viene definido por el rendimiento de los componentes, la disponibilidad de la radiación solar y las propiedades termofísicas del fluido térmico, se puede independizar la producción solar de la producción de cogeneración o trigeneración. Aquí se entiende su actuación como un parámetro fijo, (pese a que su aporte no se pueda garantizar), y la cogeneración/trigeneración como el parámetro variable que se trata de ajustar. La rentabilidad económica de las instalaciones solares de ACS está ampliamente demostrada, pero resulta muy interesante hacer hincapié en la viabilidad técnico-económica y ambiental de la producción conjunta y complementaria con sendas instalaciones de cogeneración y trigeneración.

Conviene también aclarar el compromiso de producción que asume cada una de las instalaciones y su ratio de producción frente a las distintas demandas. De esta manera, se puede entender el comportamiento complementario de la instalación híbrida para la producción de ACS y la elección de equipos efectuada.

Este capítulo sirve entonces como análisis del diseño híbrido de producción planteado, que haciendo uso de la energía solar, cumple con la normativa gracias a la implantación de una cogeneración/trigeneración, y mejora la calificación energética del edificio. El análisis se centra en el estudio del impacto de las aplicaciones de cogeneración y trigeneración sobre la producción parcial de calor y frío del edificio. Se comprueba que la elección realizada en el dimensionado es reflejo de los resultados que aquí se describen, y su lectura se aconseja al lector como síntesis de resultados y análisis rápido y esclarecedor del diseño híbrido realizado.

15.2 CALIFICACIÓN ENERGÉTICA DEL EDIFICIO

La Certificación de Eficiencia Energética de los edificios es una exigencia derivada de la Directiva 2002/91/CE, que se transpone parcialmente al ordenamiento jurídico español a través del Real Decreto 47/2007, de 19 de enero, por el que se aprueba el Procedimiento básico para la certificación de eficiencia energética para los edificios de nueva construcción, estableciendo la obligación de poner a disposición de los compradores o usuarios de los edificios un certificado de eficiencia energética. Este certificado deberá incluir información objetiva sobre las características energéticas de los edificios, de forma que se pueda valorar y comparar su eficiencia energética, con el fin de favorecer la promoción de edificios de alta eficiencia energética y las inversiones en ahorro de energía. La calificación de eficiencia energética asignada al edificio viene expresada por una escala de siete letras, que va desde la letra A (edificio más eficiente) a la letra G (edificio menos eficiente). Esta medida trata de promover la construcción de nuevos edificios que alcancen la máxima calificación energética, clases A y B. Para los edificios existentes está prevista la elaboración de otro R.D. con anterioridad a enero de 2009.

En la Directiva Europea se hace referencia al poder ejemplarizante y de concienciación de las administraciones públicas citando actuaciones concretas para las mismas: “Los edificios administrativos y los frecuentados habitualmente por el público deben servir de ejemplo a la hora de atender a factores medioambientales y energéticos y, en consecuencia, deben ser objeto periódicamente de certificación energética. Debe fomentarse la difusión entre el público de esta información sobre la eficiencia energética por medio de la exhibición de forma destacada de los citados certificados”.

La certificación valora la eficiencia térmica de los edificios en dos aspectos: calefacción y producción de agua caliente. Para ello se tienen en cuenta, entre otros, aspectos como el grado de aislamiento del edificio o las instalaciones de producción de energía.

La certificación energética de edificios permite:

- Dar a conocer al usuario las características energéticas de su edificio.
- Facturar los gastos de energía: calefacción, climatización y ACS, en función del consumo real, para así poder distribuir los costes de manera más equilibrada e individualizada.
- Permitir la inspección periódica de calderas.
- Realizar auditorías energéticas en edificios de alto consumo de energía.
- Controlar el aislamiento térmico en edificios de nueva construcción.
- Mejorar la eficiencia energética.
- Rentabilizar costes.
- Estudiar la viabilidad técnica de los proyectos.
- Mejorar el medioambiente.

El proceso por el que se verifica la conformidad de la calificación energética obtenida por el proyecto y por el edificio, una vez terminado con la consecuente expedición de certificados de eficiencia energética en ambos, es el certificado energético de un edificio. El certificado de eficiencia energética de edificios sirve para acreditar que en su diseño y construcción se han tenido en cuenta criterios orientados a lograr en los mismos el máximo

aprovechamiento de la energía. El objetivo es limitar las emisiones de CO₂ y fomentar el uso racional de la energía dentro del sector de la construcción, uno de los sectores más representativos en el consumo de energía, para así contribuir a la mejora del medio ambiente.

Para verificar que se satisfacen los requisitos mínimos del CTE-HE1 (limitación de la demanda energética de calefacción y refrigeración) el proyectista puede optar por cumplir estrictamente unos determinados valores que marcan la calidad térmica de los elementos de la envolvente de su edificio (opción prescriptiva) o bien diseñar sin restricciones pero demostrando que su edificio cumple con las exigencias de limitación de la demanda (opción prestacional). LIDER es la herramienta informática oficial o de referencia que va a permitir demostrar el cumplimiento por la vía prestacional.

Igualmente, para el cumplimiento de la certificación energética de los edificios, la Administración ha puesto a disposición de los proyectistas dos vías distintas. La primera es CALENER, herramienta oficial para cumplimentar la certificación de edificios, que en principio se utiliza en todos los casos para los que se haya utilizado previamente LIDER.

Para los edificios que hayan optado por la opción prescriptiva existe la posibilidad teórica de obtener también el certificado energético por una vía prescriptiva: el documento reconocido denominado “Opción Simplificada para la Calificación de Eficiencia Energética de Edificios de Viviendas”. Con esta opción se puede obtener la certificación energética de un edificio sin utilizar programas de simulación (CALENER). El documento presenta para cada zona climática una serie de soluciones técnicas, y en síntesis, su filosofía viene a decir que los edificios de viviendas que se limitan a cumplir los requisitos del Código Técnico y no demuestran ningún otro aspecto relativo a sus prestaciones energéticas tienen por defecto la clase E con la excepción de aquellos que están incluidos en alguna de las soluciones técnicas a los que se les asigna que la clase D.

Se puede fácilmente concluir que estas dos vías desarrolladas están muy alejadas entre sí, tanto por complejidad de aplicación como por la calidad que se le permite a los edificios que opten por ellas. En este contexto, los proyectistas demandaban un procedimiento para el cumplimiento de la certificación energética de los edificios que, sin necesidad de pasar por CALENER, complicado y farragoso, les permitiera demostrar que sus edificios pueden alcanzar calificaciones superiores a una simple E o D.

Certificación Energética de Edificios inicial/definitiva

Más

A

B

C

D

E

F

G

Menos

Edificio: _____

Localidad/Zona climática: _____

Uso del Edificio: _____

Consumo Energía Anual: _____ kWh/año
(_____ kWh/m²)

Emisiones de CO₂ Anual: _____ kgCO₂/año
(_____ kgCO₂/m²)

El Consumo de Energía y sus Emisiones de Dióxido de Carbono son las obtenidas por el Programa _____ para unas condiciones normales de funcionamiento y ocupación

El Consumo real de Energía del Edificio y sus Emisiones de Dióxido de Carbono dependerán de las condiciones de operación y funcionamiento del edificio y de las condiciones climáticas, entre otros factores.

La respuesta a esta inquietud es el Procedimiento simplificado para la certificación de eficiencia energética de edificios de viviendas. Uno de los procedimientos homologados es el “Ce2”, un nuevo Documento Reconocido de la Certificación Energética que se sitúa

entre las dos vías mencionadas y se trata de un procedimiento más que de un conjunto de soluciones técnicas, es decir, no se le impone al diseñador qué es lo que tiene que hacer para obtener una determinada clase de eficiencia energética, sino que le indica la clase de eficiencia energética que obtiene con el edificio propuesto.

El “Ce2” es aplicable a edificios de viviendas y permite la asignación de una clase de eficiencia energética a partir del cumplimiento por parte de los edificios afectados de unos requisitos relativos tanto a la envolvente del edificio como a los sistemas térmicos de calefacción, refrigeración y agua caliente sanitaria.

Los beneficiarios son fundamentalmente las empresas privadas, entidades sin ánimo de lucro y particulares. Las actuaciones energéticas subvencionables incluidas dentro de esta medida serán aquellas que permitan alcanzar al edificio nuevo la calificación energética de clase A ó B, mediante una reducción de su consumo de energía, con una cuantía de la ayuda igual sobre coste de pasar de una calificación energética de A ó B:

El coste subvencionable solo comprende las medidas de eficiencia energética para la envolvente térmica, instalaciones térmicas (calefacción, climatización y producción de agua caliente sanitaria) e iluminación interior. Se excluyen del coste subvencionable total o parcialmente aquellas medidas de aplicación de las energías renovables (como por ejemplo, energía solar térmica, geotermia, fotovoltaica o biomasa) ya que cuenten con apoyo económico a cargo del Plan de Energías Renovables. Igualmente, se considera como coste subvencionable el extracoste en materiales, equipos, instalaciones y sistemas necesarios para pasar del cumplimiento de las exigencias de eficiencia energética de las secciones del Documento Básico de Ahorro de Energía HE1, HE2 y HE3 del Código Técnico de la Edificación (equivalente a una calificación energética D), a la calificación energética A o B del edificio. Además se incluye el coste de ingeniería necesario para calificar energéticamente el edificio.

15.3 ANÁLISIS DE LA INSTALACIÓN HÍBRIDA

15.3.1 PRODUCCIÓN ENERGÉTICA

El mix de producción energética centralizado está formado por la instalación solar térmica, el equipo de micro o minicogeneración con acumulación, una caldera de calefacción, una caldera de respaldo al ACS y, opcionalmente, una enfriadora y una máquina de absorción:

▪ Instalación solar térmica

La evaluación realizada de la cubierta permite advertir que el edificio, en planta, dispone de una superficie disponible de fácil acceso, de forma que se opta por un campo solar de 80 colectores planos para llenar toda la cubierta y proporcionar toda la energía que la radiación solar permita.

▪ Sala de calor

La sala de máquinas del edificio cuenta con un equipo de cogeneración a pequeña escala, que se implementa como un módulo compacto encapsulado, y dos calderas de alto rendimiento de ACS y calefacción en paralelo con éste. La producción eléctrica de cogeneración puede suponer un sistema distribuido de electricidad o un ingreso por la venta de electricidad a red.

Particularmente, entendiendo el carácter centralizado de la instalación global, el motor se implanta en la sala de máquinas o sala de calor del edificio, acompañando a la calderas convencionales a gas, sin la necesidad de la compra de un container o de una caseta para la ubicación del mismo en exterior o en cubierta, que penalizan la rentabilidad del proyecto.

▪ Sala de frío

Si se considera la producción centralizada con conducción de aire de frío para cubrir las necesidades de climatización, que se implanta habilitando en la planta baja una sala de frío anexa para la ubicación de una máquina de absorción, una enfriadora convencional (también podrían ubicarse en la cubierta del edificio).

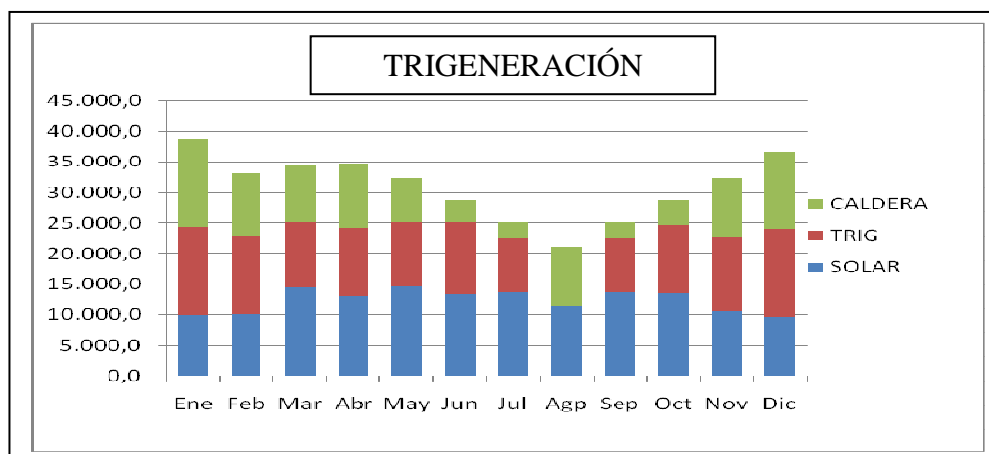
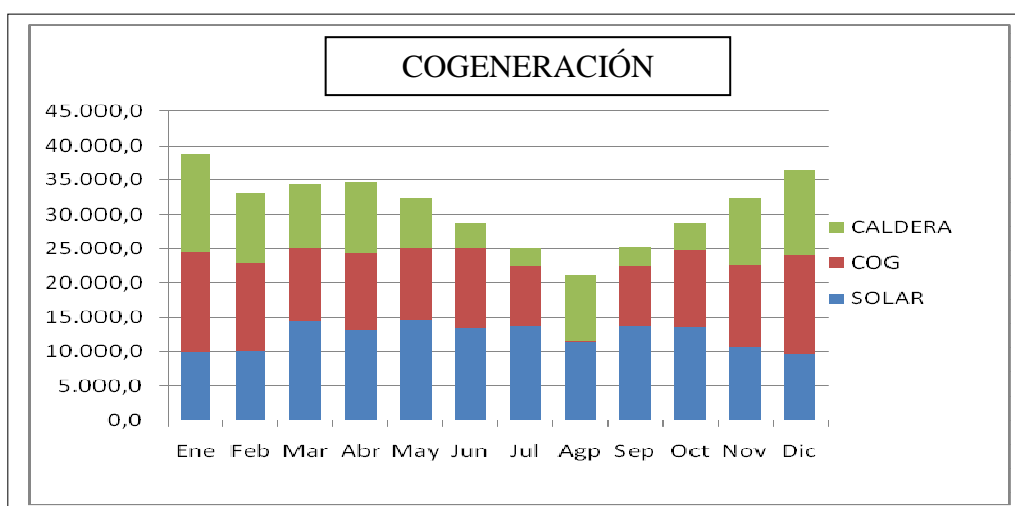
Unidades terminales de aire acondicionado

Para mantener una temperatura de confort en las distintas dependencias de las viviendas, se recomienda la instalación de aparatos individuales o splits en los salones y dormitorios:

La simulación realizada establece la producción de ACS, calefacción y climatización para la instalación híbrida de microcogeneración y minitrigeneración que se muestra a continuación, según el funcionamiento priorizado descrito, y quedando definidos los siguientes ratios de producción, que consiguen dar una idea de la demanda cubierta de forma híbrida y de la cantidad de energía convencional necesaria según la funcionalidad:

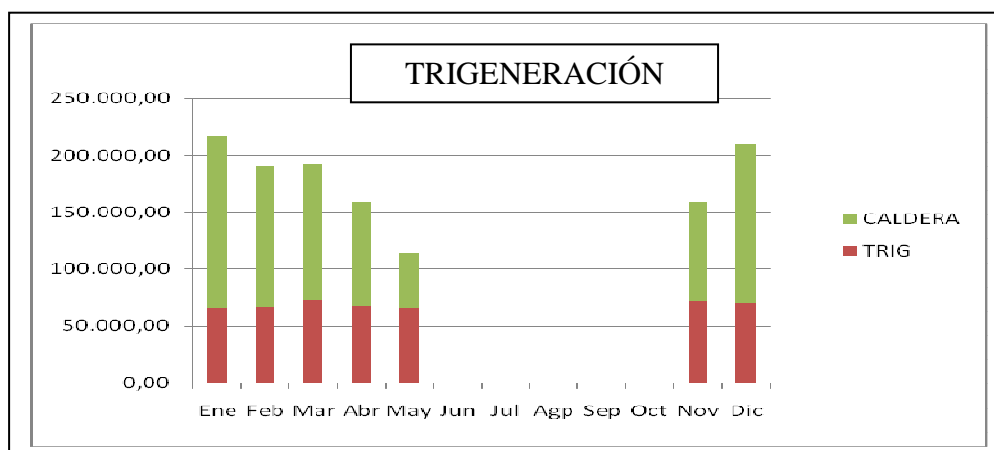
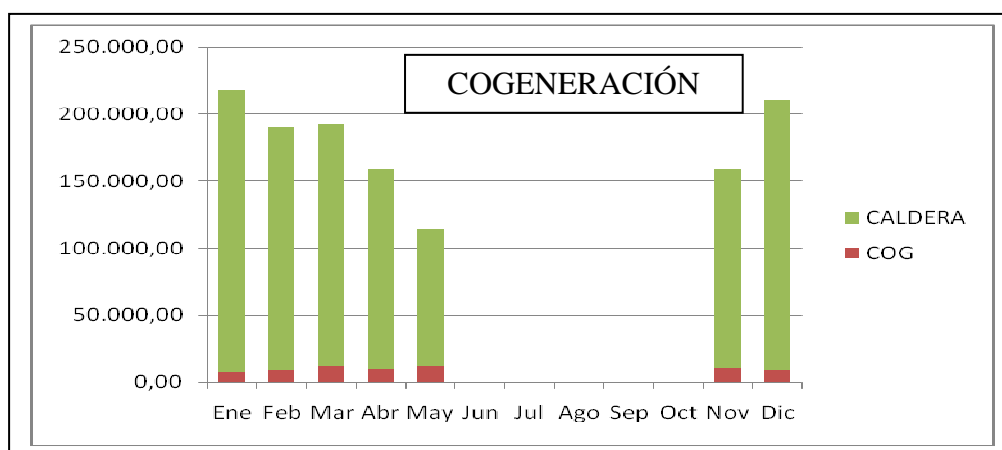
PRODUCCIÓN DE ACS								
INS. SOLAR DE MICROCOGENERACIÓN					INS. SOLAR DE MINITRIGENERACIÓN			
Mes	SOLAR (%)	COG (%)	HÍBRIDO (%)	CALDERA (%)	SOLAR (%)	COG (%)	HÍBRIDO (%)	CALDERA (%)
Ene	25,50	36,32%	61,82%	38,18%	25,50	37,69%	63,19%	36,81%
Feb	30,50	38,39%	68,89%	31,11%	30,50	38,93%	69,43%	30,57%
Mar	42,00	30,81%	72,81%	27,19%	42,00	30,81%	72,81%	27,19%
Abr	37,60	32,62%	70,22%	29,78%	37,60	32,62%	70,22%	29,78%
May	44,80	27,93%	72,73%	27,27%	44,80	32,69%	77,49%	22,51%
Jun	46,20	43,19%	89,39%	10,61%	46,20	41,02%	87,22%	12,78%
Jul	54,20	39,22%	93,42%	6,58%	54,20	35,67%	89,87%	10,13%
Ago	54,10	1,93%	56,03%	43,97%	54,10	0,78%	54,88%	45,12%
Sep	54,00	38,54%	92,54%	7,46%	54,00	35,15%	89,15%	10,85%
Oct	46,50	41,82%	88,32%	11,68%	46,50	38,96%	85,46%	14,54%
Nov	32,50	37,03%	69,53%	30,47%	32,50	37,05%	69,55%	30,45%
Dic	26,20	38,36%	64,56%	35,44%	26,20	39,20%	65,40%	34,60%
Media	41,18%	33,85%	75,02%	24,98%	41,18%	33,38%	74,56%	25,44%

Tabla 1: Ratios de producción sobre el ACS por sistemas e instalación.



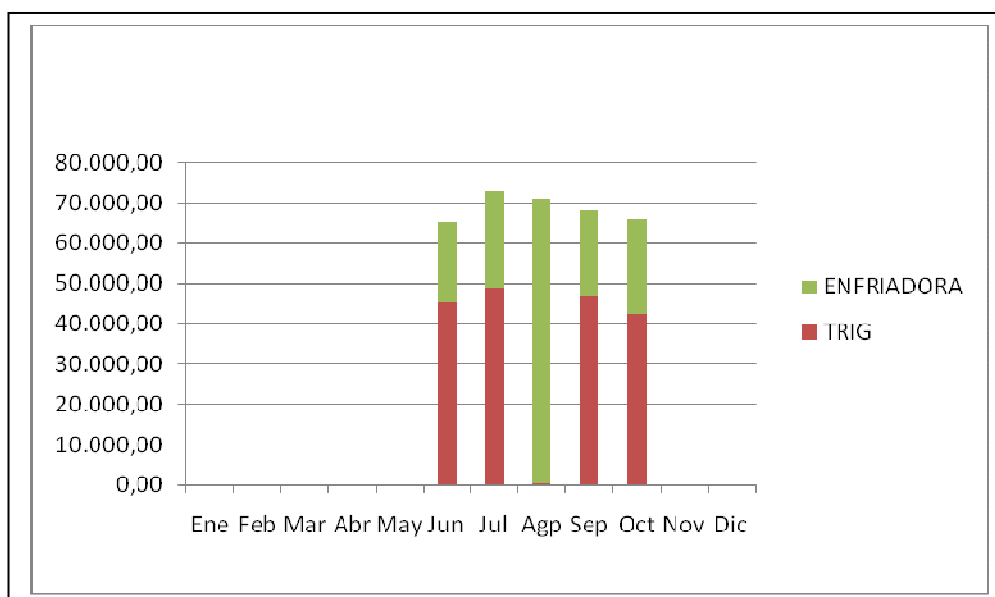
PRODUCCIÓN DE CALEFACCIÓN								
COGENERACIÓN					TRIGENERACIÓN			
Mes	SOLAR (%)	COG (%)	HÍBRIDO (%)	CALDERA (%)	SOLAR (%)	COG (%)	HÍBRIDO (%)	CALDERA (%)
Ene	0	3,55%	3,55%	96,45%	0	30,35%	30,35%	69,65%
Feb	0	4,78%	4,78%	95,22%	0	35,32%	35,32%	64,68%
Mar	0	6,36%	6,36%	93,64%	0	37,59%	37,59%	62,41%
Abr	0	6,59%	6,59%	93,41%	0	42,94%	42,94%	57,06%
May	0	11,17%	11,17%	88,83%	0	57,85%	57,85%	42,15%
Jun	0	0,00%	0,00%	0,00%	0	0,00%	0,00%	0,00%
Jul	0	0,00%	0,00%	0,00%	0	0,00%	0,00%	0,00%
Ago	0	0,00%	0,00%	0,00%	0	0,00%	0,00%	0,00%
Sep	0	0,00%	0,00%	0,00%	0	0,00%	0,00%	0,00%
Oct	0	0,00%	0,00%	0,00%	0	0,00%	0,00%	0,00%
Nov	0	6,83%	6,83%	93,17%	0	44,98%	44,98%	55,02%
Dic	0	4,19%	4,19%	95,81%	0	33,25%	33,25%	66,75%
Media	0%	6,21%	6,21%	93,79%	0%	40,33%	40,33%	59,67%

Tabla 2: Ratios de producción sobre la calefacción por sistemas e instalación.



PRODUCCIÓN DE CLIMATIZACIÓN								
COGENERACIÓN					TRIGENERACIÓN			
Mes	SOLAR (%)	COG (%)	HÍBRIDO (%)	ENFRIADORA (%)	SOLAR (%)	TRIG (%)	HÍBRIDO (%)	ENFRIADORA (%)
Ene	0	0	0	100	0	0,00%	0,00%	0,00%
Feb	0	0	0	100	0	0,00%	0,00%	0,00%
Mar	0	0	0	100	0	0,00%	0,00%	0,00%
Abr	0	0	0	100	0	0,00%	0,00%	0,00%
May	0	0	0	100	0	0,00%	0,00%	0,00%
Jun	0	0	0	100	0	69,17%	69,17%	30,83%
Jul	0	0	0	100	0	67,30%	67,30%	32,70%
Ago	0	0	0	100	0	0,37%	0,37%	99,63%
Sep	0	0	0	100	0	68,69%	68,69%	31,31%
Oct	0	0	0	100	0	64,29%	64,29%	35,71%
Nov	0	0	0	100	0	0,00%	0,00%	0,00%
Dic	0	0	0	100	0	0,00%	0,00%	0,00%
Media	0	0	0	100	0	53,97%	53,97%	46,03%

Tabla 3: Ratios de producción sobre la climatización por sistemas e instalación.



Se comprueba que el aporte solar es siempre el mismo con independencia de la aplicación de cogeneración o trigeneración implementada, tal y como se ha decidido gestionar la instalación para certificar el cumplimiento de la exigencia del ACS, se utiliza exclusivamente para el suministro de ACS. El dimensionamiento orientado a un funcionamiento anual sólo permite para la instalación conjunta de microcogeneración una mínima contribución a la calefacción, mientras que por el mismo motivo, al aumentar la demanda con la triple funcionalidad, el diseño híbrido en minitrigeneración se hace menos cautivo y se libera de la dependencia convencional, tanto en calefacción como en climatización.

Se puede graficar los siguientes resultados interesantes, correspondientes al reparto por instalaciones de cada una de las funciones que ayudan a entender la dependencia y la cobertura sobre el diseño global de cada una de las instalaciones

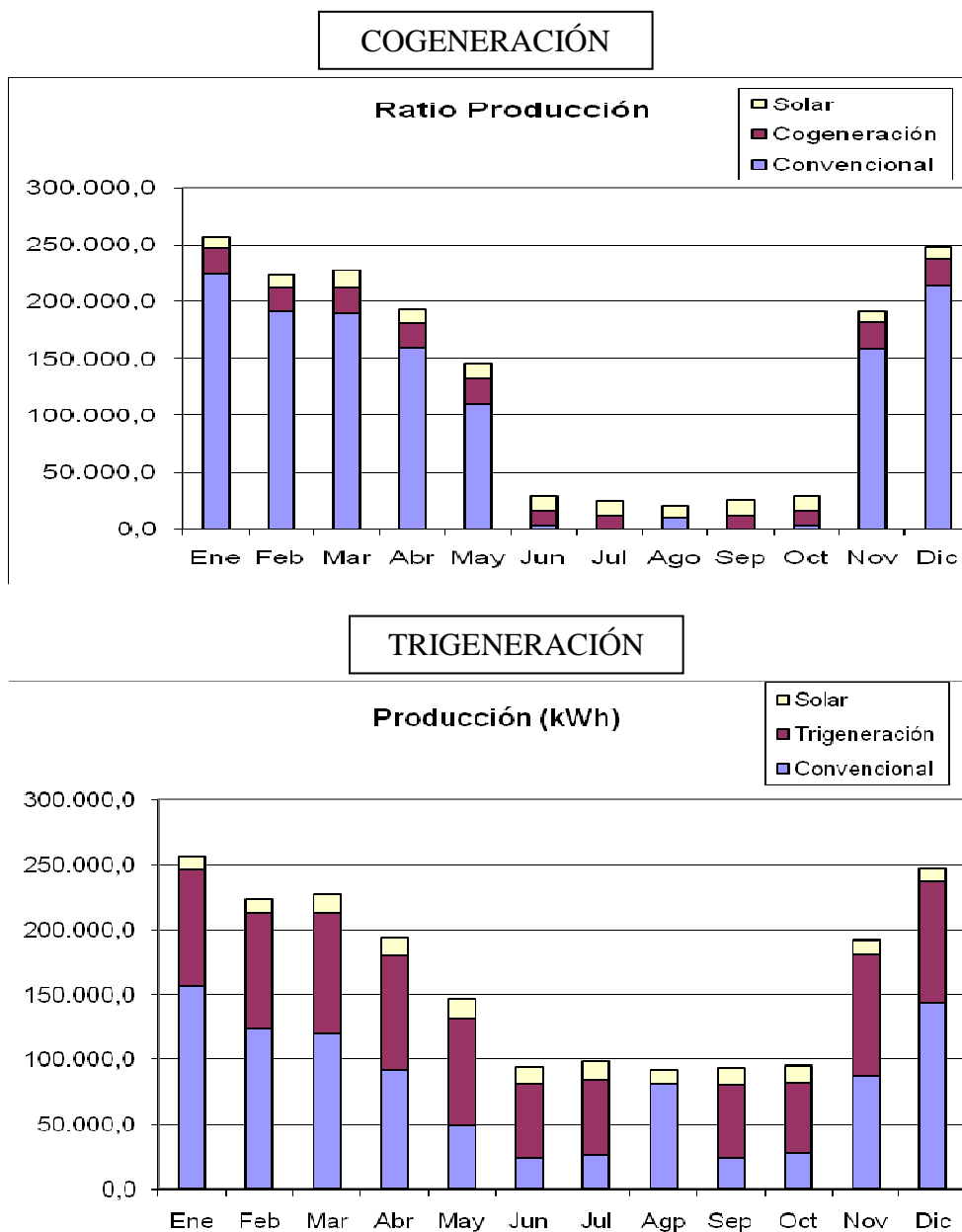


Figura 1: Cobertura por instalaciones sobre la demanda estacional.

15.3.2 COSTES ENERGÉTICOS DE PRODUCCIÓN

▪ Coste de combustible

Esta disposición genera el consumo de combustible que demanda el motor y las calderas, quemando el Gas Natural destinado a atender el ratio de demanda de calor no cubierto de forma renovable eficiente.

COSTE COMBUSTIBLE						
Equipo cogeneración	KWE 20G-4AP		KWE 30G-6AP		SENERGINO TI	
Coste anual (€/año)	24	16	24	16	24	16
	85.179,24	76.162,83	93.874,75	79.525,20	106.841,61	84.879,01
Equipo de trigeneración	G926T		G9408T		G9408EGR	
Coste anual (€/año)	24	16	24	16	24	16
	234.628,35	133.754,70	272.551,52	148.540,15	308.283,54	162.450,49

Tabla 4: Costes de combustible por equipo y funcionamiento.

▪ Coste de mantenimiento

La instalación híbrida requiere un programa preventivo de mantenimiento que hay que valorar adecuadamente a lo largo del tiempo de vida de los equipos:

- Instalación solar térmica: 1.000 € anuales.
- Equipo de cogeneración: en función del motor y del número de horas, se proporciona el siguiente ratio anual para el mantenimiento preventivo integral con Overhaul:

COSTE MANTENIMIENTO						
Equipo cogeneración	KWE 20G-4AP		KWE 30G-6AP		SENERGINO TI	
Coste anual (€/año)	24	16	24	16	24	16
	4.650,89	1.962,29	4.650,89	1.962,29	4.650,89	1.962,29
Equipo de trigeneración	G926T		G9408T		G9408EGR	
Coste anual (€/año)	24	16	24	16	24	16
	29.652,00	15.979,20	35.784,00	18.566,40	41.916,00	21.153,60
Instalación solar (€/año)	1.000					

Tabla 5: Costes de mantenimiento por equipo y funcionamiento.

15.3.3 INGRESOS ENERGÉTICOS DE PRODUCCIÓN

La venta de la electricidad producida por el motor de microgeneración al precio estipulado por la tarifa del régimen especial y los complementos obtenidos por eficiencia y por venta de potencia reactiva, permiten generar un ingreso económico.

VENTA ELECTRICIDAD						
Equipo cogeneración	KWE 20G-4AP		KWE 30G-6AP		SENERGINO TI	
Tarifa (€/año)	24	16	24	16	24	16
	20.751,46	11.994,91	31.127,19	17.992,37	51.878,66	29.987,28
C. Eficiencia (€/año)	24,2	577,17	274,36	436,25	12,39	696,08
C. Reactiva (€/año)	182,90	116,59	274,36	174,88	457,26	291,47
Equipo trigeneración	G9408T		G9408TI		G9408EGR	
Tarifa (€/año)	24	16	24	16	24	16
	207.514,63	119.949,14	259.393,28	149.936,42	311.271,94	179.923,71
C. Eficiencia (€/año)	20.598,1	8.723,49	26.370,58	11.168,59	32.670,37	13.835,96
C. Reactiva (€/año)	1.829,03	1.165,90	2.286,29	1.457,37	2.743,55	1.748,84

Tabla 6: Ingresos de la venta de energía eléctrica por equipo y funcionamiento.

En lo referente al coste por comercialización de la electricidad vertida a red, para cogeneraciones superiores a los 50 kW eléctricos, no se realizan distinciones, con lo cual este factor penaliza a medida que se incrementa la electricidad producida, esto es, con el tamaño o número de horas del motor.

15.3.4 BALANCE ECONÓMICO-AMBIENTAL

Si al ahorro que supone la reducción del consumo de combustible, cuando exista, se le suma la retribución obtenida por la venta de electricidad a la red, se obtiene el ahorro energético total de la instalación híbrida. Es necesario tener en cuenta además otros conceptos económicos relevantes, como son el coste de mantenimiento y el coste de comercialización de la electricidad a la red. En realidad, coste de combustible e ingreso por electricidad han de valorarse conjuntamente desde una perspectiva económica global, porque si bien, a medida que aumenta el tamaño del motor, el coste de combustible se incrementa, justamente sucede lo mismo para el ingreso eléctrico.

Igualmente, se puede hacer una valoración global del impacto ambiental de las distintas opciones, teniendo presente que la instalación solar es completamente limpia mientras que la cogeneración/trigeneración, emplea gas natural e incorpora al mismo tiempo electricidad a la red obtenida con bajo grado de emisiones.

Para la selección del equipo y de su régimen de funcionamiento, se pueden realizar entonces dos planteamientos distintos, uno económico y otro de sostenibilidad o de reducción de emisiones. Lo que se ha buscado, en definitiva, es una solución de compromiso entre ambos criterios, desde un enfoque de cobertura total del ACS y parcial de la calefacción y climatización, para la consecución de un diseño rentable y al mismo tiempo respetuoso con el medio ambiente.

Así, se exponen tabulados los resultados de las simulaciones correspondientes a los seis motores de la gama ALTARE, tres de ellos en aplicación de cogeneración y otros tres en aplicación de trigeneración, con o sin acumulación de calor y funcionamiento 24 horas o discriminación horaria, que permite establecer un análisis comparativo para la determinación de la mejor solución, y así entender el motivo de la elección del motor efectuada y de su funcionamiento para la solución de eficiencia energética planteada.

15.4 RESULTADOS

Equipo cogeneración	KWE 20G-4AP			
Funcionamiento	SIN ACUMULACIÓN		CON ACUMULACIÓN	
	24	16	24	16
REE (%)	-	54,4%	51,4%	62,2%
TIR (años)	-	6,31	7,55	6,35
Emisiones CO₂ (ton)	-	364,10	359,82	360,79
Equipo cogeneración	KWE 30G-6AP			
Funcionamiento	SIN ACUMULACIÓN		CON ACUMULACIÓN	
	24	16	24	16
REE (%)	-	-	-	55,2%
TIR (años)	-	-	-	6,63
Emisiones CO₂ (ton)	-	-	-	360,81
Equipo cogeneración	SENERGINO TI			
Funcionamiento	SIN ACUMULACIÓN		CON ACUMULACIÓN	
	24	16	24	16
REE (%)	-	-	49,5%	54,9%
TIR (años)	-	-	9,02	6,46
Emisiones CO₂ (ton)	-	-	348,22	353,66
Equipo trigeneración	G9408T			
Funcionamiento	SIN ACUMULACIÓN		CON ACUMULACIÓN	
	24	16	24	16
REE (%)	-	51,0	71,5	71,5
TIR (años)	-	11,43	20,14	9,33
Emisiones CO₂ (ton)	-	407,13	400,65	382,92
Equipo trigeneración	G9408TI			
Funcionamiento	SIN ACUMULACIÓN		CON ACUMULACIÓN	
	24	16	24	16
REE (%)	-	51,6	72,2	72,3
TIR (años)	-	11,60	19,07	9,15
Emisiones CO₂ (ton)	-	359,92	390,92	345,88
Equipo trigeneración	G9408EGR			
Funcionamiento	SIN ACUMULACIÓN		CON ACUMULACIÓN	
	24	16	24	16
REE (%)	-	51,9	73,3	73,4
TIR (años)	-	12,52	-	9,74
Emisiones CO₂ (ton)	-	376,61	368,55	355,60

15.4.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS

❖ COBERTURA TÉRMICA

- La cobertura media anual de microcogeneración para el motor seleccionado de 50 kW eléctricos es igual al 33,85% para el ACS y 6,21% para la calefacción, aumentando hasta el 75,03% para la instalación híbrida de producción de ACS.
- La cobertura media anual de minitrigeneración para el motor seleccionado de 300 kW eléctricos es igual al 33,38% para el ACS y 40,33% para la calefacción, aumentándose hasta el 74,56% para la instalación híbrida de producción de ACS
- La cobertura sobre la demanda total de calor asciende al % en microcogeneración y al en minitrigeneración. La diferencia se explica debido al diseño de los equipos para cubrir la mínima demanda, en trigeneración esto es , la demanda total de ACS y frío producida en verano.
- La cobertura mínima anual de ACS exigida por normativa se cumple con los seis motores ALTARE de cogeneración a pequeña escala ensayados. Por tanto, la elección se realiza, teniendo en cuenta las necesidades energéticas del edificio, con objeto de obtener la máxima rentabilidad económica y el mínimo impacto ambiental.

❖ FUNCIONAMIENTO DIARIO, ACUMULACIÓN Y EFICIENCIA

- Con independencia del motor, dada la demanda del edificio, durante las horas de noche se produce una gran disipación de calor para el funcionamiento en 24 horas, que conlleva el incumplimiento de eficiencia del REE. Por este motivo, un funcionamiento en 24 horas sólo es viable con acumulación. En discriminación horaria, la acumulación supone una mejora importante que se acentúa a medida que aumenta el tamaño del motor.
- Comparativamente, el perfil en discriminación horaria, siendo coincidente con las necesidades de calor del edificio, es recomendable frente al funcionamiento de 24 horas. Se consigue mayor holgura en el cumplimiento del REE y, a la vez, permite obtener la máxima rentabilidad, acusándose especialmente en trigeneración
- Con potencias superiores de motor, si la demanda es superior, se obtienen mejores REE, que permiten acreditar y justificar la implantación de una planta de cogenereación o trigeneración.

❖ INVERSIÓN Y TIEMPO DE RETORNO

- Con motores más grandes, las calderas reducen su compromiso pero aumenta el consumo de gas de cogeneración y el coste de combustible se eleva. Al tiempo, aumenta el ingreso obtenido por la venta a tarifa regulada.
- El complemento por eficiencia no representa un elemento decisor en la elección de un motor inmediatamente inferior en la gama; lo que se ha de buscar es la obtención del máximo ingreso eléctrico cumpliendo la exigencia del REE.
- El mantenimiento y el coste de comercialización se revelan como factores relevantes para motores mayores de 100 kW eléctricos, cuyo peso sobre la amortización hay que tener muy en cuenta.
- La inversión diferencial asciende a 1.000 €/vivienda en cogeneración y 2.934 €/vivienda en trigeneración.
- El periodo de retorno se sitúa entre el 25-40% en cogeneración y entre el 35-50% en trigeneración sobre la vida útil de la instalación, lo que supone entre 7-9 años y 9-11 en cogeneración y trigeneración respectivamente.
- El hecho de adquirir un equipo más grande sin disipar más calor, al contrario, permite en balance económico reducir el tiempos de retorno.

❖ EMISIONES

- La cogeneración consigue notables reducciones en la emisión de gases de CO₂, tanto mayor cuanto más grande es la planta de producción, puesto que aunque el consumo de gas se incrementa, la producción eléctrica en condiciones más limpias reduce enormemente las emisiones. Esta situación se hace más evidente aún para las trigeneraciones que, absorbiendo mayor cobertura de demanda, permiten diseños más grandes, a lo que se suma la eliminación de los fluidos refrigerantes convencionales.

CONCLUSIONES

La energía es un bien estratégico y su disponibilidad resulta primordial para el crecimiento económico, el desarrollo social y la actividad residencial. La garantía de suministro en cantidad y calidad, a precios competitivos, tiene implicaciones directas en las inversiones.

Con el cálculo de la instalación solar, se advierte que las características arquitectónicas del edificio estudiado y su elevada demanda, a lo que se añade la escasa disponibilidad de energía solar útil en una localización como la asturiana, dificultan un diseño puramente solar. Ciñéndose a la cobertura dada por la cubierta disponible, se opta por un planteamiento híbrido de eficiencia con cogeneración/trigeneración a pequeña escala con motor de gas a carga nominal, a través de un diseño que se va modificando progresivamente, precisamente por la vocación solar inicial y la búsqueda de la mejora de la eficiencia energética en el bloque de viviendas.

El ahorro de energía primaria es apreciable cuando la producción solar es comparable con la de cogeneración/trigeneración, con la consiguiente reducción del coste de combustible. Aunque la rentabilidad híbrida sólo se consigue en tanto en cuanto se eleve el ingreso neto por la venta de electricidad con el aumento del tamaño del motor o su número de horas de funcionamiento.

La tecnología de cogeneración está afectada por economías de escala, por lo que a mayor número de viviendas más rentable se hace la instalación. Contando con el aprovechamiento térmico y la prima eléctrica se puede competir con el precio y la comodidad de la electricidad de la red, aunque la cogeneración implica asumir riesgos, como la inversión, el mantenimiento, o la gestión de la planta.

La integración de un mix energético compuesto por calderas convencionales, instalación solar y planta de cogeneración/trigeneración, ajustada a las necesidades energéticas del edificio, reduce las emisiones de CO₂, cumpliendo con una política de respeto ecológico y con el medio ambiente.

La simulación es lo suficientemente general como para poder extrapolar los resultados obtenidos a otros edificios de viviendas y obtener algunas conclusiones relevantes relacionadas con la cogeneración y la trigeneración en la edificación y en el sector doméstico.

❖ MICROCOGENERACIÓN

Para el edificio Rubín en Oviedo se trata de una solución que optimiza el rendimiento energético de la instalación, generando un beneficio económico derivado de la venta de la electricidad a la red, así como una disminución de los gases de efecto invernadero. En términos económico-ambientales, se puede decir que siempre que sea posible la instalación conjunta y el régimen económico de subvenciones no cambie, cuando la potencia eléctrica del motor sea superior a los 5,5kW, y esto no ocurre hasta que no se superan las 80 u 85 viviendas, se puede considerar la opción de la cogeneración como complemento de la instalación solar térmica. En cualquier caso, la cogeneración es una opción barata, rentable y además la que ofrece la mayor cobertura independientemente de la zona climática.

Particularmente, el dimensionado de cogeneración para atender una demanda anual, implica de cara al cumplimiento del REE, la elección de un equipo que sólo puede garantizar anualmente la cobertura del ACS, con prestación parcial del servicio de calefacción, pero cuya inversión se recupera en apenas 7 años y que contribuye positivamente al medio ambiente.

❖ TRIGENERACIÓN

La trigeneración permite obtener un mayor aprovechamiento de la potencia térmica, tanto mayor cuanto mayor es la potencia del motor, mejorando el rendimiento de la instalación a lo largo del año entero, aumentando la cobertura térmica y consiguiendo tiempos de retorno brutos relativamente bajos gracias a la retribución por la venta eléctrica.

No obstante, la producción de frío basada en la absorción implica una inversión superior a la de cogeneración, que a veces no es fácil asumir. Lo cierto es que la experiencia indica que en el caso de edificios multivivienda, pese a que el edificio Rubín constituye un centro con gran volumen de consumo, la demanda no siempre permite justificar la viabilidad económica de la absorción y la torre de refrigeración vinculada a ésta., penalizando la rentabilidad del proyecto.

De modo que, dadas las condiciones climáticas de Oviedo, y considerando sus veranos suaves y su demanda marginal de frío, que se limita a la ventilación y la refrigeración de equipos, también es comprensible considerar que la producción de frío actúa en detrimento de la instalación de cogeneración, especialmente eficiente y económica hasta el momento para la producción de calor, y la mejor solución al frío es la climatización individual mediante equipos independientes, es decir, unidades terminales interiores de aire acondicionado que cada usuario instale voluntariamente y gestione con el uso que estime más oportuno.

❖ CONCLUSIÓN FINAL

El gran desarrollo que ha venido experimentando desde hace décadas la construcción en nuestro país, unido a unos requerimientos de confort cada vez superiores que han supuesto un aumento del consumo energético total en torno al 40% en los últimos años, y de los retos de la evolución del precio de los combustibles fósiles y de las cada vez más complejas normativas medioambientales, surge la necesidad de aportar soluciones globales de eficiencia energética y de lucha contra las emisiones de CO₂. La contención en las emisiones de CO₂ debe ser uno de los principales resultados de la política energética de cualquier construcción, así como las acciones de ahorro y eficiencia energética de producción y el empleo de energías renovables con el uso de combustibles menos contaminantes.

Si bien lo ideal en el diseño de cualquier edificio es la incorporación de criterios bioclimáticos que minimicen la demanda de energía, lo menos que se ha de perseguir es cubrir la demanda de la forma más eficiente posible, y con el menor impacto para el medio ambiente. Para ello, es necesario buscar en cada caso la instalación más adecuada. La importancia de la utilización de equipos y sistemas de alta eficiencia energética y, por lo

tanto, con altos rendimientos, radica en que la demanda se transforme en un consumo lo más bajo posible.

La contribución solar mínima al aporte energético sobre el ACS de toda nueva vivienda puede ser sustituida o complementada por otros sistemas que utilicen fuentes renovables o procesos de cogeneración en aquellos casos en los que no sea posible la instalación de energía solar. De este modo, ampliamente comprobado cómo la instalación solar térmica que se pretendía diseñar ni siquiera es autosuficiente para atender la mínima demanda de ACS del edificio Rubín, y teniendo en cuenta la variabilidad de la radiación solar y su falta de sintonía con la demanda, se da pie a que su uso combinado con otras tecnologías de eficiencia energética como la cogeneración, se puedan presentar como una opción de mejora. Por este motivo, y debido al interés en la simulación de un equipo de cogeneración a pequeña escala y su posible aplicación de trigeneración en el sector doméstico, al amparo de la actual normativa, se ha realizado un planteamiento de sostenibilidad basado conjuntamente en el ahorro y la eficiencia energética, apostando por la introducción de energía solar, tecnología eficiente y la reducción de emisiones.

Como resultado del estudio energético llevado a cabo sobre el edificio Rubín, se puede concluir que una solución favorable para la producción energética es la incorporación de una instalación híbrida solar térmica de microcogeneración o minitrigeneración con motor de gas para atender la demanda de ACS y la demanda parcial de calefacción y/o climatización, incluyendo la producción convencional dada por calderas de alto rendimiento y enfriadora. Así se aprovecha el potencial de la energía solar, se mejora la eficiencia energética de la instalación y se reduce el impacto sobre el medio ambiente.

El informe defiende que este sistema híbrido, tanto en microcogeneración como en minitrigeneración, es exitoso ya que al final, cuando se ahorra, siempre se gana. Supone una producción energética descentralizada, más segura, que no pierde activos en el transporte, ahorrando emisiones de CO₂, aumentando la seguridad de suministro y protegiéndolo frente a perturbaciones.

BIBLIOGRAFÍA

➤ **APUNTES DE CLASE:**

- Apuntes de la asignatura de Ingeniería Térmica y de Fluidos. 4º Ingeniería Industrial. Año académico 2005/2006. Impartida por Don Pedro A. Rodríguez Aumente.
- Apuntes de la asignatura Calor y Frío Industrial. 5º Ingeniería Industrial. Especialidad, Tecnologías Energéticas. Curso académico 2004/2005. Impartida por Doña Mercedes de Vega Blázquez y Don Marcelo Izquierdo Millán.
- Apuntes de la asignatura Mecánica de Fluidos. 3º Ingeniería Industrial. Especialidad, Tecnologías Energéticas. Curso académico 2004/2005. Impartida por Don Antonio Luis Sanchez.
- Apuntes de la asignatura Sistemas Térmicos. 4º Ingeniería Industrial. Especialidad, Tecnologías Energéticas. Año académico 2005/2006. Impartida por Don Domingo Santana Santana.
- Apuntes de la asignatura Energías Renovables. 3º Ingeniería Industrial. Especialidad, Tecnologías Energéticas. Año académico 2005/2006. Impartida por Don Marcelo Izquierdo Millán y doña María Venegas.

➤ **TEXTOS BIBLIOGRÁFICOS**

- INCROPERA, Fran P. Fundamentos de transferencia de calor, 4ª ed. México: Pearson, 1999.
- Transferencia de calor, Holman, J.P., editorial McGraw Hill, 8ª Edición 1.998, ISBN: 84-481-2040-X.
- Frank. White
- Cogeneration: Combined Heat and Power, Thermodynamics and economics, J. H. Horlock, pergamon Press, 1.987
- Process Heat Transfer, Hewitt G.F. Shires G.L. y Bott T.R., editorial CRC Press.
- Principios de transferencia de calor, Kreith F. y Bohn M.S. editorial Thomson, 6ª Edición.

➤ **MANUALES Y GUÍAS**

- Guía de las Asociaciones Solares de Instalaciones Térmicas (ASIT)
- Guía de la Cogeneración, Fundación de la Energía y Consejería de Economía y Hacienda, Dirección General de Industria, Energía y Minas de la Comunidad de Madrid, 2010.
- Soluciones energéticamente eficientes en la edificación, Fundación de la Energía y Consejería de Economía y Hacienda, Dirección General de Industria, Energía y Minas de la Comunidad de Madrid, 2010.
- Manual de energía solar térmica: Diseño y cálculo de instalaciones. Javier Cañada Ribera, ed. Universidad Politécnica de Valencia.
- “Publicaciones del Ministerio de Industria y Energía”, Instituto para la Diversificación y el Ahorro Energético (IDEA).

➤ PÁGINAS WEB

- <http://www.tutiempo.net/clima/OVIEDO/80150.htm>
- <http://www.konstruir.com>
- <http://www.fundacion@fenercom.com>
- fundacion@fenercom.com
- <http://www.idae.com>
- <http://www.konstruir.com>
- dgtecnico@madrid.org
- <http://www.soliclima.es>
- <http://www.altare.es>
- <http://www.sonnenkraft.com>
- <http://www.absorsistem.com/index.php/Tecnologia/Cogeneracion.html>
- <http://www.sendeco2.com>
- <http://www.omel.es>
- http://www.ree.es/sistema_electrico/pdf/infosis/sintesis_REE_2008.pdf
- <http://www.acogen.es>
- <http://www.boe.es>
- <http://www.xemagalicia.com>
- <http://www.ingerclima.com/instalacion-energia-solar-termica-calentamiento/>
- <http://www.remica.es>
- <http://www.kauxolar.es>
- <http://www.laster.es>
- <http://www.iea.eu>
- <http://www.enernalon.es>


➤ CATÁLOGOS TECNO-COMERCIALES

- Sonennkraft.
- Viessmann.
- Altare.
- Besel.
- Jenbacher.
- Wilo.
- Salvador Escoda.
- Grundfos.
- Roca.
- Buderus.
- Wolf.
- Alfa Laval.
- Thermax.
- Thermal Manufacturas S.L.
- Ynstalia.
- Absorsistemas.
- Trane.
- EWK.
- Sedical.

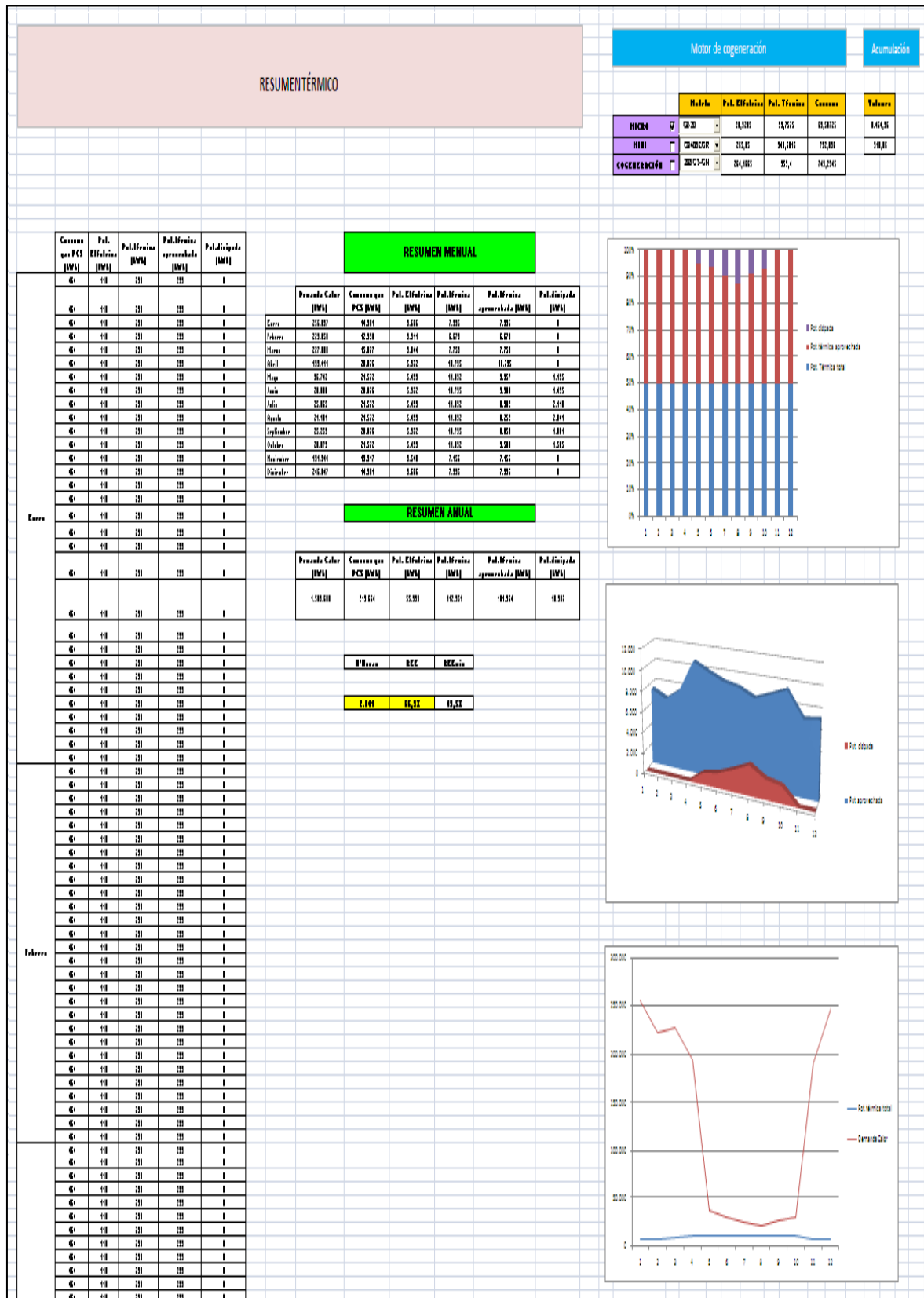
ANEXOS

ANEXO I: SIMULACIÓN

SIMULACIÓN DE LA PRODUCCIÓN SOLAR

PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE POR MEDIO DE ENERGÍA SOLAR													
DATOS GEOGRÁFICOS Y CLIMATOLÓGICOS													
		Provincia:		Madrid									
		Latitud de cálculo:		40,42									
		Altitud [m]:		667									
		Humedad relativa media [%]:		42,00									
		Velocidad media del viento [Km/h]:		10,00									
		Temperatura máxima en verano [°C]:		34,00									
		Temperatura mínima en invierno [°C]:		-3,00									
		Variación diurna:		15,00									
		Grados-día. Temperatura base 15/15 (UNE 24046):		1.259,5 (Periodo Noviembre/Marzo)									
		Grados-día. Temperatura base 15/15 (UNE 24046):		1.404,9 (Todo el año)									
Meses	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Sept.	Oct.	Nov.	Dic.	Anual
Tª. media ambiente [°C]:	6	8	11	13	16	23	28	28	21	15	11	7	15,6
Tª. media agua red [°C]:	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10,3
Rad. horiz. [MJ/m² día]:	6,7	10,6	13,6	18,8	20,9	23,5	26,0	23,1	16,9	11,4	7,5	5,9	15,4
Rad. inclin. [MJ/m² día]:	9,3	13,7	15,9	19,6	19,9	21,7	24,8	24,4	20,5	15,9	11,3	8,8	17,2
ORIGEN DE LOS DATOS:		Pliego Condiciones Técnicas I.D.A.E.											
ORGANISMO:		I.D.A.E.											
DATOS RELATIVOS A LAS NECESIDADES ENERGÉTICAS													
		Número de ocupantes:		1350									
		Consumo por ocupante [L/día]:		71,7									
		Consumo de agua a máxima ocupación [L/día]:		96.795									
		Temperatura de utilización [°C]:		60									
Meses	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Sept.	Oct.	Nov.	Dic.	Anual
% de ocupación:	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
DATOS RELATIVOS AL SISTEMA													
		Curva de rendimiento del colector: $r = 0,825 - 1,19 \cdot (t_e - t_a) / I_t$											
		t_e :		Temperatura de entrada del fluido al colector									
		t_a :		Temperatura media ambiente									
		I_t :		Radiación en [W/m²]									
		Fabricante y modelo:		VIESMANN VITOSOL 300 SP3, 2m²									
		Factor de eficiencia del colector:		0,825									
		Coeficiente global de pérdidas K1 [W/(m²·°K)]:		1,19									
		Superficie útil del colector [m²]:		2,05									
		Volumen de acumulación [L/m²]:		131									
		Caudal en circuito primario [(L/h)/m²] - [(Kg/h)/m²]:		50									
		Caudal en circuito secundario [(L/h)/m²] - [(Kg/h)/m²]:		46									
		Calor específico en circuito primario [Kcal/(Kg·°C)]:		0,9									
		Calor específico en circuito secundario [Kcal/(Kg·°C)]:		1									
		Eficiencia del intercambiador:		6									
CÁLCULO ENERGÉTICO													
Meses	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Sept.	Oct.	Nov.	Dic.	Anual
Consumo de agua [m³]:	3.000,6	2.716,3	3.000,6	2.903,9	3.000,6	2.903,9	3.000,6	3.000,6	2.903,9	3.000,6	2.903,9	3.000,6	35330,2
Incremento Tª. [°C]:	54,0	52,0	49,0	47,0	42,0	37,0	32,0	34,0	39,0	45,0	49,0	53,0	
Ener. Nec. [kWh]:	188.140	166.768	177.688	165.213	167.236	158.470	160.268	163.752	161.841	170.720	171.956	188.140	2.040.211
DATOS DE SALIDA													
		Número de colectores:		130									
		Área colectores (m²):		266,50									
		Azimut [°]:		0,00									
		Inclinación [°]:		40									
		Volumen de acumulación [l]:		35.000									
		Pérdidas por orientación:		0,0%									
Meses	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Sept.	Oct.	Nov.	Dic.	Anual
Ener. Nec. [kWh]:	188.140	166.768	177.688	165.213	167.236	158.470	160.268	163.752	161.841	170.720	171.956	188.140	2.040.211
Ahorro A=0 [kWh]:	15.103	20.314	26.052	31.029	32.629	34.380	40.437	39.768	32.558	26.036	17.828	14.177	330.308
Ahorro Real [kWh]:	15.103	20.314	26.052	31.029	32.629	34.380	40.437	39.768	32.558	26.036	17.828	14.177	330.308
Ahorro A=0 [%]:	8,0	12,2	14,7	18,8	19,5	21,7	25,2	24,3	20,1	15,3	10,4	7,5	16,2
Ahorro Real [%]:	8,0	12,2	14,7	18,8	19,5	21,7	25,2	24,3	20,1	15,3	10,4	7,5	16,2
NECESIDADES Y AHORROS													
													
<div><div></div> AHORROS <div></div> NECESIDADES</div>													

SIMULACIÓN DE COGENERACIÓN Y TRIGENERACIÓN





ANEXO II: FICHAS TÉCNICAS DE COMPONENTES

[illegible]

INTERCAMBIADOR DE CALOR ALFA LAVAL



M3

Intercambiador de calor de placas

Aplicaciones

Servicios generales de calefacción y refrigeración.
Calentamiento con vapor.

Diseño estándar

El intercambiador de calor de placas consiste en un paquete de placas de metal corrugadas con tomas para el paso de los dos fluidos entre los que se realiza el intercambio de calor.

El conjunto de placas está montado entre una placa bastidor fija y otra de presión desmontable, y se mantiene apretado mediante pernos. Las placas incorporan juntas que sellan la periferia y dirigen los fluidos por canales alternos. El número de placas depende del caudal, propiedades físicas de los fluidos, pérdida de carga y programa de temperaturas. La corrugación de las placas favorece la turbulencia del fluido y contribuye a que las placas resistan la presión diferencial.

Las placas de intercambio térmico y placa de presión están suspendidas en una barra guía superior y se apoyan en una barra guía inferior. Ambas barras están fijas a una columna de soporte.

Las conexiones están siempre situadas en la placa fija del bastidor a menos que uno o ambos fluidos requieran más de un paso, en cuyo caso también se sitúan en la placa de presión movable.

Capacidades típicas

Caudal de líquido

Hasta 4 kg/s, dependiendo del fluido, de la pérdida de carga permitida y del programa de temperaturas.

Calentamiento de agua con vapor

50 a 250 kW

Tipos de placa

M3 y M3-X, en donde M3 tiene circulación en paralelo y M3-X en diagonal (ver las figuras de la página siguiente).
M3D, placas de doble pared.

Tipos de bastidor

FM, FG y FGL



M3-FM

Principio de funcionamiento

Entre las placas del intercambiador de calor se forman canales y los orificios de las esquinas están dispuestos de manera que los dos líquidos circulen por canales alternos. El calor se transfiere por la placa entre los canales. Para incrementar la eficiencia al máximo se genera un flujo en contracorriente. La corrugación de las placas provoca un flujo en torbellino que aumenta la eficiencia de intercambio térmico y protege la placa contra la presión diferencial.

Materiales estándar

Placa bastidor

Acero al carbono pintado con epoxi

Boquillas

Acero inoxidable AISI 316, titanio

Placas

Acero inoxidable AISI 316 o titanio

Juntas

M3 Nitrilo, EPDM, HeatSeal F™

M3X Nitrilo, EPDM, Viton®

M3D Nitrilo, EPDM

Conexiones

Rosca en tubo recto ISO-R 1 1/4"

Rosca en tubo recto ISO-G 1/4"

Características técnicas

Presión de diseño (g) / temperatura

FM 1,0 MPa / 180°C

FG 1,6 MPa / 180°C

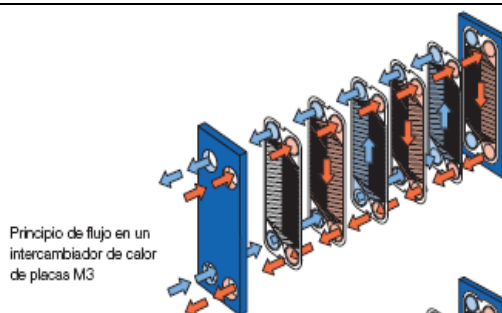
FGL 1,0 MPa / 130°C

Superficie máxima de intercambio

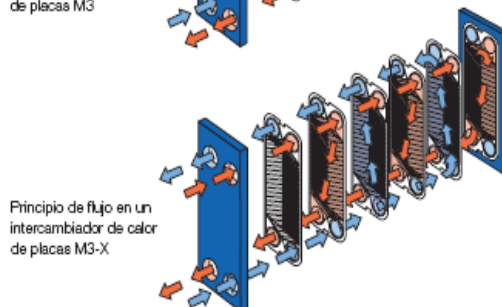
3,9 m² (40 sq. ft)

Información necesaria para oferta

- Caudales o potencia
- Programa de temperaturas
- Propiedades físicas de los líquidos en cuestión (si no son agua)
- Presión de trabajo deseada
- Pérdida de carga máxima permitida
- Presión de vapor disponible

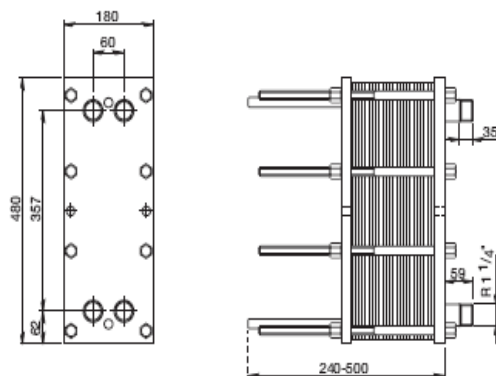


Principio de flujo en un intercambiador de calor de placas M3



Principio de flujo en un intercambiador de calor de placas M3-X

Dimensiones



Medidas (mm)

El número de pernos puede variar dependiendo de la presión de diseño.

EPM00030ES 0302

Nos reservamos todos los derechos a introducir cambios en las especificaciones

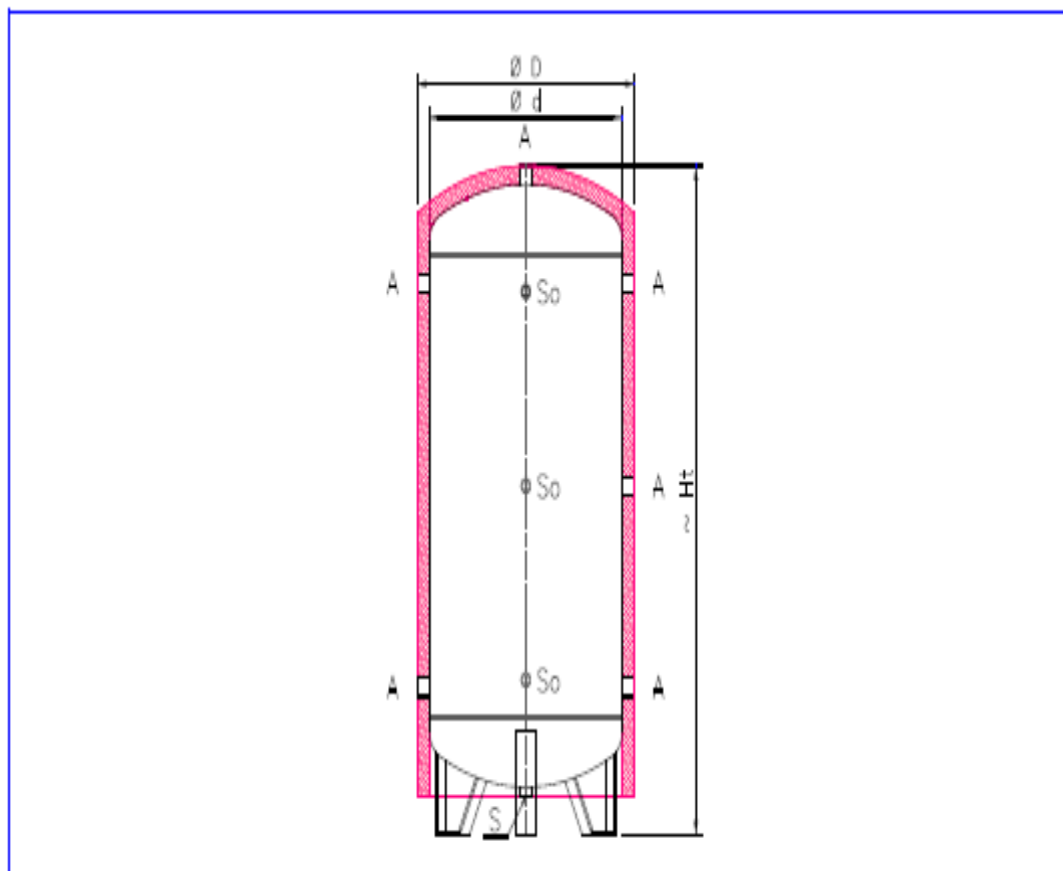
Cómo ponerse en contacto con Alfa Laval

La información para ponerse en contacto con cada uno de los países se actualiza constantemente en nuestra página web. Visite www.alfalaval.com para acceder a esta información.

ACUMULADOR SOLAR DE ACS THERMAL MANUFACTURAS S.L.

DEPOSITOS DE INERCIA (Para agua caliente solar/ calefacción) - Versión Jumbo

CAPACIDAD ACUMULADOR			1500	2000	2500	3000	4000	5000	6000	8000	10000
MEDIDAS											
d	Diámetro sin aislamiento	mm	1100	1250	1400	1400	1600	1800	1900	2000	2200
D	Diámetro con aislamiento flexible "RF"	mm	1200	1350	1500	1500	1700	1900	2000	2100	2300
Ht	Altura Total	mm	1920	1980	2050	2300	2335	2410	2470	3010	3070
CONEXIONES											
A	Conexiones principales / utilización	GAS	2"	2"	2 1/4"	2 1/4"	2 1/4"	2 1/4"	3"	3"	3"
So	Conexiones sonda / control / regulación	GAS	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"
S	Vaciado	GAS	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"
CARACTERISTICAS											
PT / PP	Presión máx. de trabajo / prueba	bar	6 / 9								
TM	Temperatura máx. trabajo	°C	100								



BOMBAS DE CIRCULACIÓN GRUNDFOS

Climatización

UPE SERIE 2000 / MAGNA

BOMBAS SENCILLAS UPE SERIE 2000

Temperatura del líquido: +15 °C a +95 °C máx.
 Presión máxima de trabajo: 10 bares
 Grado de protección: IP 42
 Clase de aislamiento: H
 Control remoto: R100
 Versión A: preparado para válvula de purga automática
 Opción: cuerpo hidráulico en bronce para las UPE 25-40 y UPE 25-60
 Accesorios: desde página 74



Conexión bomba	Longitud [mm]	PN [bares]
C 1 1/2	180	10
C 1 1/2	130	10
C 1 1/2	180	10
C 1 1/2	180	10
G 3	180	

Modelo	Código	P.V.P. Euros
UPE 25-40	59544092	260,10
UPE 25-40A	59544094	281,70
UPE 25-40	59544096	278,30
UPE 25-60	59536544	302,50
UPE 25-60	59546574	302,50
UPE 25-60A	59566507	324,80
UPE 25-60	59586528	322,80

BOMBAS SENCILLAS MAGNA

Temperatura del líquido: +15 °C a +95 °C máx.
 Presión máxima de trabajo: 10 bares
 Grado de protección: IP 42 o IP 44 (ver documentación técnica)
 Clase de aislamiento: F
 Control remoto: R100
 Unidad de control: PMU 2000
 Accesorios: desde página 74



Conexión bomba	Longitud [mm]	PN [bares]	Clase Energética
C 1 1/2	180	10	A
C 1 1/2	180	10	A
C 1 1/2	130	10	A
C 1 1/2	180	10	A
DN 32	220	6 / 10	A
DN 40	220	6 / 10	A
DN 50	250	6 / 10	A
DN 50	380	6 / 10	A
DN 65	340	6 / 10	A

Modelo	go cuerpo fund	P.V.P. Euros	Código cuerpo acero inox.	P.V.P. Euros
MAGNA 25-60	96281033	601,80		
MAGNA 32-60	96281033	637,10		
MAGNA 25-100	96281015	672,90		
MAGNA 32-100	96281016	715,90	96281017	1.074,80
MAGNA 32-100 F	96281018	764,80		
MAGNA 32-120 F	96513625	1.162,50	96513643	1.045,90
MAGNA 40-100 F	96281019	790,90		
MAGNA 40-120 F	96513636	1.248,50	96513644	1.118,30
MAGNA 50-60 F	96513637	1.559,70	96513645	1.544,30
MAGNA 50-120 F	96504672	1.844,40	96504676	1.951,30
MAGNA 65-60 F	96513638	1.683,80	96513646	1.694,40
MAGNA 65-120 F	96504673	2.124,00	96504677	2.296,40

BOMBAS SENCILLAS UPE SERIE 2000

Temperatura del líquido: +15 °C a +95 °C máx.
 Presión máxima de trabajo: 10 bares
 Grado de protección: IP 42
 Clase de aislamiento: H
 Control remoto: R100
 Unidad de control: PMU 2000
 Opción: Cuerpo hidráulico en bronce
 Accesorios: desde página 74



Conexión bomba	Longitud [mm]	PN [bares]
DN 80	560	6
DN 100	450	10

Modelo	Código	P.V.P. Euros
UPE 80-120 F	96402442	1.874,20
UPE 80-120 F	96402443	2.874,20
UPE 100-60 F	96402618	3.145,90
UPE 100-60 F	96402619	3.145,90

VASO DE EXPANSIÓN IBAIONDO



VASOS DE EXPANSIÓN



VASOS CALEFACCIÓN, AGUA SANITARIA Y AGUA FRÍA MEMBRANA RECAMBIABLE

Capacidad litro	Modelo	Presión máx. kg/cm ²	Dimensiones D x Altura	Conexión Ø"	Código	P.V.P. €
10	10 AMR - P	10	360 x 260	1"	26423	70,58
80	80 AMR - P	10	450 x 740	1"	26424	193,09
100	100 AMR - P	10	450 x 820	1"	26425	194,33



Capacidad litro	Modelo	Presión máx. kg/cm ²	Dimensiones D x Altura	Conexión Ø"	Código	P.V.P. €
150	150 AMR-BRD	10	485 x 1.080	1,1/4"	26096	227,60
200	200 AMR-BRD	10	550 x 1.075	1,1/4"	26096	255,16
300	300 AMR-BRD	10	650 x 1.175	1,1/4"	26097	308,68



Capacidad litro	Modelo	Presión máx. kg/cm ²	Dimensiones D x Altura	Conexión Ø"	Código	P.V.P. €
150	150 AMR	10	485 x 1.155	1,1/2"	26102	299,76
200	200 AMR	10	485 x 1.405	1,1/2"	26103	307,79
300	300 AMR	10	485 x 1.990	1,1/2"	26106	390,17
500	500 AMR	10	600 x 2.065	1,1/2"	26107	548,03
700	700 AMR	10	700 x 2.085	1,1/2"	26108	625,47
900	900 AMR	10	800 x 2.130	1,1/2"	26109	681,62
1.000	1.000 AMR	10	850 x 2.225	2"	26110	2.789,10
1.400	1.400 AMR	10	1.000 x 2.230	2"	26111	3.672,71
2.000	2.000 AMR	10	1.200 x 2.630	DN40	26112	8.530,55
3.000	3.000 AMR	10	1.200 x 3.630	DN40	26113	10.133,09
5.000	5.000 AMR	10	1.500 x 3.945	DN100	26114	12.484,46

* Otras capacidades y presiones consultar.


VASOS EXPANSIÓN MEMBRANA RECAMBIABLE CON COMPRESOR

Capacidad litro	Modelo	Presión máx. kg/cm ²	Dimensiones D x Altura	Conexión Ø"	Código	P.V.P. €
200	200 AMR-C-A	10	485 x 1.465	1"	26209	6.191,04
300	300 AMR-C-A	10	485 x 2.020	1"	26209	8.253,60
500	500 AMR-C-A	10	600 x 2.160	1"	26209	6.461,28
700	700 AMR-C-A	10	700 x 2.310	1"	26209	7.625,08
1.000	1.000 AMR-C-A	10	850 x 2.310	1"	26209	8.713,10
1.400	1.400 AMR-C-A	10	1.000 x 2.370	1"	26209	11.795,66
2.000	2.000 AMR-C-A	10	1.200 x 2.695	DN40	26209	13.829,78
3.000	3.000 AMR-C-A	10	1.200 x 3.695	DN40	26209	16.103,32


Opcional: sistema de llenado automático.



TUBERÍAS DE COBRE YNSTALIA




Tuberías y Herramientas



Tubería de COBRE


tubo de cobre rígido



CODIGO	DESCRIPCION	PVP
210012	TUBO DE COBRE RÍGIDO 12 x 1mm	
210015	TUBO DE COBRE RÍGIDO 15 x 1mm	
210018	TUBO DE COBRE RÍGIDO 18 x 1mm	
210022	TUBO DE COBRE RÍGIDO 22 x 1mm	
210028	TUBO DE COBRE RÍGIDO 28 x 1mm	
210035	TUBO DE COBRE RÍGIDO 35 x 1mm	
210042	TUBO DE COBRE RÍGIDO 42 x 1mm	
210054	TUBO DE COBRE RÍGIDO 54 x 1,2 mm	
210064	TUBO DE COBRE RÍGIDO 64 x 1,5mm	
210076	TUBO DE COBRE RÍGIDO 76 x 1,5mm	
210088	TUBO DE COBRE RÍGIDO 88,9 x 2mm	
210108	TUBO DE COBRE RÍGIDO 108 x 2,5mm	

llamar 902 879 259


tubo de cobre recocido en rollos



CODIGO	DESCRIPCION	PVP
210506	TUBO DE COBRE RECOCIDO EN ROLLOS 6 x 1mm	
210508	TUBO DE COBRE RECOCIDO EN ROLLOS 8 x 1mm	
210510	TUBO DE COBRE RECOCIDO EN ROLLOS 10 x 1mm	
210512	TUBO DE COBRE RECOCIDO EN ROLLOS 12 x 1mm	
210515	TUBO DE COBRE RECOCIDO EN ROLLOS 15 x 1mm	
210518	TUBO DE COBRE RECOCIDO EN ROLLOS 18 x 1mm	

llamar 902 879 259


tubo de cobre cromado en rollos



CODIGO	DESCRIPCION	PVP
210100	TUBO DE COBRE CROMADO EN ROLLOS 10 x 1mm	
210101	TUBO DE COBRE CROMADO EN ROLLOS 12 x 1mm	

902 879 259

tubo de cobre recocido para gas en rollos



CODIGO	DESCRIPCION	PVP
210116	TUBO COBRE RECOCIDO EN ROLLOS 15 x 1,5mm	
210115	TUBO COBRE RECOCIDO EN ROLLOS 18 x 1,5mm	
210117	TUBO COBRE RECOCIDO EN ROLLOS 22 x 1,5mm	

902 879 259

www.ynstalia.com

SISTEMA DE CONTROL VIESSMANN

Vitosolic: gestión energética inteligente

El aprovechamiento del calor del sol resulta especialmente eficaz cuando los colectores solares Vitosol trabajan conjuntamente con el dispositivo de gestión energética Vitosolic.

Las regulaciones solares Vitosolic cubren todas las aplicaciones habituales y pueden llegar a controlar hasta cuatro equipos de forma independiente. El intercambio de datos con la regulación en función de la temperatura exterior Vitotronic se lleva a cabo a través del BUS KM.

La regulación Vitosolic se ocupa de que el calor obtenido por medio de los colectores solares se aproveche de la forma más eficaz posible para la producción de A.C.S., el calentamiento del agua de piscinas o el apoyo de la calefacción. Para ello, la Vitosolic se comunica con la regulación de caldera y desconecta la caldera tan pronto se disponga de suficiente calor solar. Esto reduce la carga de la caldera y rebaja el gasto en calefacción.

Vitosolic 100

- Regulación electrónica económica por diferencia de temperatura para la producción de A.C.S. en instalaciones de energía solar.
- Manejo sencillo: panel de control similar al de las regulaciones Vitotronic.
- El display, con dos líneas de texto, proporciona información sobre las temperaturas actuales y el estado de funcionamiento de las bombas.
- Caja de dimensiones reducidas.



Gestión energética
inteligente:
Vitosolic 100/200

Vitosolic 200

- Regulación electrónica por diferencia de temperatura de hasta cuatro equipos, cada uno con su propio control.
- Manejo sencillo: panel de control similar al de las regulaciones Vitotronic.
- Cómodo manejo gracias al display con cuatro líneas de texto y navegación por menús.
- Para las aplicaciones habituales:
 - Funcionamiento de varios interacumuladores.
 - Calentamiento del agua de piscinas.
 - Apoyo de la calefacción.
- Caja de conexiones de grandes dimensiones, en concordancia con la instalación.

Solar-Divicon

Compacta, completa, fiable: la estación de bombeo Solar-Divicon, para garantizar la seguridad de todas las funciones hidráulicas y térmicas. Los componentes de seguridad y funcionamiento pertinentes se encuentran reunidos aquí en una unidad compacta.



Solar-Divicon

EQUIPO DE MICROCOGENERACIÓN



ALTARE
energía

Módulos de microgeneración a gas natural

Senergie G 926

de 105 a 180 kW_e






Modelo	Motor: LEBHER LE	Potencia eléctrica	Rendimiento eléctrico	Potencia térmica	Rendimiento térmico	Consumo	Rendimiento global
G 926 T	Mezcla pobre. Cat. Onda. Turboalimentado	105 kW	34.8%	164 kW	54.3%	302 kW	29.9 m³/h* 89.1%
G 926 TI	Mezcla pobre. Cat. Onda. Turbo-intercooler	125 kW	36.4%	180 kW	52.5%	343 kW	34.0 m³/h* 88.9%
G 926 EGR	Lambda=1 - Cat. 3 vías Turboalimentado Recirculación gases escape	180 kW	38.3%	240 kW	51.1%	470 kW	46.5 m³/h* 89.4%

Potencia según ISO 3046-1 DIN 6271 a cos phi = 1
Generador asíncrono refrigerado por aire

*Gas Natural PO 10.10 kWh/m³

Dimensiones

Cargo	3.450 mm
Ancho	1.000 mm
Alto	2.150 mm
Peso	3200-3500 kg

Datos adicionales

Cilindrada	9.96 l/rev
Nivel sonoro a 1 m	70 dB(A)
Presión de alimentación de gas	20 - 50 mbar
Temperaturas límites	85 / 70 °C
Rpm	1500 r/min
Tensión	3 x 400 V / 50Hz

Mantenimiento

Intervalo de mantenimiento	1.250 h
Overhaul	50.000 h

Emisiones

G 926 EGR 1/2TA-Luft	NOx < 50 mg/Nm³ @ O₂ = 5 % CO < 150 mg/Nm³ @ O₂ = 5 %
G926 T / G926 TI TA-Luft	NOx < 500 mg/Nm³ @ O₂ = 5 % CO < 300 mg/Nm³ @ O₂ = 5 %

Control

PLC de control Siemens S7-300 montado en armario sobre el frontal del módulo

Funciones:

- Operación automática en paralelo con la red eléctrica.
- Regulación por demanda térmica con modulación de carga
- Supervisión local y remota con almacén de datos
- Envío instantáneo de alarmas.
- Supervisión local y remota con almacén de datos
- Envío instantáneo de alarmas.

Ventajas

- Motor heavy-duty LEBHER G926 de última generación.
- Optimizado para máximo rendimiento eléctrico con fiabilidad garantizada.
- Recuperación de calor integrada con un único circuito al exterior.

- Mínimas emisiones gracias al uso de catalizador y EGR.
- Control industrial para una total flexibilidad. Pantalla táctil.
- Cabinado compacto, practicable y listo para conectar.

Construcción: Módulo compacto de cogeneración compuesto por motor a gas de seis cilindros y 9.96 litros, acoplado directamente mediante transmisión amortiguada a un alternador asíncrono refrigerado por aire de 3x400V a 50 Hz para trabajo en paralelo con la red. Motor y generador montados elásticamente sobre bastidor de acero con botejo inferior de recogida de líquidos. Circuito primario de recuperación de calor de motor y evacuación de gases de escape independiente mediante intercambiador de calor de placas e incorporando todos los accesorios precisos. Incluye grupo de regulación de gas a partir de presión de suministro 20-50 mbar y salida de humos con catalizador de oxidación y reducción. PLC de control Siemens S7-300 con interfaz mediante pantalla táctil y comunicaciones configurables montada en cuadro eléctrico sobre el frontal del cabinado. Instrumentación completa para operación automática gobernada por demanda térmica y/o eléctrica. Todo el conjunto se monta en un encapsulado de protección y aislamiento acústico con paneles laterales completamente abatibles y ventilación forzada.

Sujeto a modificaciones

Marzo 2010

ALTARE Energía S.A.
Incorporación al RVI de Madrid número 102072831 Págo 91

Distribuidor exclusivo Senergie en España:

C/ Alameda del Jorbe 46 - 1. 28042 Madrid - España
C/ Alameda 97 - 1. 28012 Madrid - España
C/ Estación 41 en planta - 1. 47004 Valladolid - España

<http://www.altare.es>

Tel: +34 91 503 06 57
Fax: +34 91 503 03 99

mail: info@altare.es

EQUIPO DE MINICOGENERACIÓN



Módulos de microgeneración a gas natural

Senergie G 926

de 105 a 180 kW




Modelo	Motor: LEBHERR LE	Potencia eléctrica	Rendimiento eléctrico	Potencia térmica	Rendimiento térmico	Consumo	Rendimiento global
G 926 T	Mezcla pobre. Cat. Oxida. Turboalimentado	105 kW	34.8%	164 kW	54.3%	302 kW	29.9 m³/h* 89.1%
G 926 TI	Mezcla pobre. Cat. Oxida. Turbo-intercooler	125 kW	36.4%	180 kW	52.5%	343 kW	34.0 m³/h* 88.9%
G 926 EGR	Lambda=1. Cat. 3 vías Turboalimentado Reducción gases escape	180 kW	38.3%	240 kW	51.1%	470 kW	46.5 m³/h* 89.4%

Potencia según ISO 3046-1 DIN 6271 a cos phi=1
Generador asincrónico refrigerado por aire.

Dimensiones

Carga	3.450 mm
Ancho	1000 mm
Alto	2150 mm
Peso	3200-3500 kg

Datos adicionales

Cilindrada	9.96 litros
Nivel sonoro a 1 m	70 dB(A)
Presión de alimentación de gas	20 - 50 mbar
Temperaturas imprevistas	85 / 70 °C
Rpm	1500 r/min
Tensión	3 x 400 V / 50Hz

Mantenimiento

Intervalo de mantenimiento	1.250 h
Overhaul	50.000 h

Emisiones

G 926 EGR	NOx < 50 mg/Nm³ @ O₂ = 5 %
1/2TA-Luft	CO < 150 mg/Nm³ @ O₂ = 5 %
G 926 T / G 926 TI	NOx < 500 mg/Nm³ @ O₂ = 5 %
TA-Luft	CO < 300 mg/Nm³ @ O₂ = 5 %

Control

PLC de control Siemens S7-300 montado en armario sobre el frontal del módulo

Funciones:

- Operación automática en paralelo con la red eléctrica.
- Regulación por demanda térmica con modulación de carga.
- Supervisión local y remota con almacén de datos.
- Envío instantáneo de alarmas.
- Supervisión local y remota con almacén de datos.
- Envío instantáneo de alarmas.

Ventajas

- Motor heavy-duty LEBHERR G926 de última generación.
- Optimizado para máximo rendimiento eléctrico con fiabilidad garantizada.
- Recuperación de calor integrada con un único circuito al exterior.
- Mínimas emisiones gracias al uso de catalizador y EGR.
- Control industrial para una total flexibilidad. Pantalla táctil.
- Cabinado compacto, practicable y listo para conectar.

Construcción: Módulo compacto de cogeneración compuesto por motor a gas de seis cilindros y 9.96 litros, acoplado directamente mediante transmisión amortiguada a un alternador asincrónico refrigerado por aire de 3x400V a 50 Hz para trabajo en paralelo con la red. Motor y generador montados elásticamente sobre bastidor de acero con bantaje inferior de recogida de líquidos. Circuito primario de recuperación de calor de motor y evacuación de gases de escape independiente mediante intercambiador de calor de placas e incorporando todos los accesorios precisos. Incluye grupo de regulación de gas a partir de presión de suministro 20-50 mbar y salida de humos con catalizador de oxidación y reduciéndolo. PLC de control Siemens S7-300 con interfaz mediante pantalla táctil y comunicaciones configurables montada en cuadro eléctrico sobre el frontal del cabinado. Instrumentación completa para operación automática gobernada por demanda térmica y/o eléctrica. Todo el conjunto se monta en un encapsulado de protección y aislamiento acústico con paneles laterales completamente abatibles y ventilación forzada.

Sujeto a modificaciones

Marzo 2010

ALTARE Energía S.A.
Interfuerza al RVI de Madrid avenida 12072831 Pto 81

Distribuidor exclusivo Senergie en España:

C/ Nueva del Jorro 46 - 28042 Madrid - España
C/ Alcora 97 - 28012 Madrid - España
C/ Estación 41 entrepiso - 47004 Valladolid - España

<http://www.altare.es>

Tel: +34 91 503 06 57
Fax: +34 91 503 00 80

mail: info@altare.es

MÁQUINA DE ABSORCIÓN LS MTRON



TABLA DE CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS MÁQUINA DE ABSORCIÓN

Modelo :LWM-W067		
Proyecto : TRIGENERACION		
Localidad proyecto : Madrid		
Oferta Nº : N-1051		
Tipo de Unidad : Simple efecto accionada con agua caliente		
CAPACIDAD		
Potencia frigorífica :	KW	1800
CIRCUITO DE AGUA CALIENTE		
Caudal :	m³/h	99,70
Temperatura entrada de agua :	°C	90
Temperatura de salida de agua :	°C	70
Perdida de carga en generador :	m H2O	3,60
Max. Presión de agua en funcionamiento :	kPa	780
Factor de ensuciamiento :	m² °C/W	0,000018
Diámetro rebordes :	DN	150
Tipo rebordes :	DIN PN	10
CIRCUITO DE AGUA REFRIGERADA		
Caudal :	m³/h	275,20
Temperatura de entrada de agua :	°C	12
Temperatura de salida de agua :	°C	7
Perdida de carga en evaporador :	M H2O	12,40
Max. Presión de agua en funcionamiento :	kPa	780
Factor de ensuciamiento :	m² °C/W	0,000018
Diámetro rebordes :	DN	200
Tipo rebordes :	DIN PN	10
CIRCUITO AGUA DE ENFRÍAMIENTO (TORRE)		
Caudal :	m³/h	674,10
Temperatura de entrada de agua :	°C	29
Temperatura de salida de agua :	°C	34
Perdida de carga absorbedor + condensador :	M H2O	6,50
Max. Presión de agua en funcionamiento :	kPa	780
Factor de ensuciamiento :	m² °C/W	0,000044
Diámetro rebordes :	DN	350
Tipo rebordes :	DIN PN	10
DATOS ELÉCTRICOS (aprox.)		
Suministro : 400 V/ 3 ph 50 hz		
Potencia/Intensidad bomba de solución 1 :	KW (A)	4,50 (16,15)
Potencia/Intensidad bomba de solución 2 :	KW (A)	2,20 (9,91)
Potencia/Intensidad bomba de refrigerante :	KW (A)	0,40 (1,35)
Potencia/Intensidad bomba de vacío :	KW (A)	0,40 (1,52)
Potencia/Intensidad circuito de control :	kVA	0,50 (0,76)
Intensidad Total :	A	25,29
DIMENSIONES Y PESOS		
Longitud :	mm	6639
Anchura :	mm	2195
Altura :	mm	3680
Peso en carga :	Kg	31700
Peso en vacío :	Kg	26300

Las especificaciones anteriores están sujetas a las tolerancias de acuerdo con el estándar 580-2000 del ARI (Instituto de Aire acondicionado y Refrigeración)

5

GRUPO NOVA ENERGÍA
Vial 57 - 08380 Canet de Mar - Spain - Tel. (+34) 937 943 391
www.gruponovaenergia.com - info@gruponovaenergia.com

TORRE DE REFRIGERACIÓN EWK 2875

EWK

[Inicio](#) | [Mapa del sitio](#) | [Contacto](#)



PRODUCTOS

TORRES DE REFRIGERACIÓN EWK

Estructura modular

Resistente a la corrosión

Para todo tipo de Industrias

Fácil mantenimiento

Gran capacidad (500-10.000 m3/h)



Modelo	*Disipación Kw.	Peso vacío Kg.	Peso acorvado Kg.	Potencia ventilador Kw.	Largo mm.	Ancho mm.	Alto mm.	Plano dimensional Balsa de Hormigón	Plano dimensional Balsa de Poliéster	Cerest. técnicas
EWB 1730	2.766	3.500	4.900	22,0	3700	4800	4052			
EWB 2300	3.677	4.700	6.600	22,0	4800	4800	4268			
EWB 2875	4.597	6.800	9.200	30,0	4800	6100	4322			
EWB 3600	5.756	8.000	10.600	37,0	6100	6100	4266			
EWB 3460	5.532	6.800	8.605	2 x 22,0	7350	4800	4052			
EWB 4600	7.355	8.800	12.300	2 x 22,0	9750	4800	4268			
EWB 5750	9.193	11.500	16.300	2 x 30,0	9750	6100	4322			
EWB 7200	11.512	16.000	21.200	2 x 37,0	12250	6100	4266			

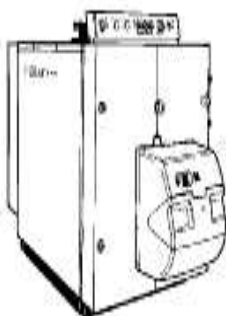
* Potencia disipada en siguientes condiciones: Tin: 35,0 °C, Tout: 30,0 °C, Twb: 24,0 °C

- Descripción del equipo.
- Principio de funcionamiento.
- Equipamiento adicional.
 - Silenciador de descarga.
 - Escaleras y plataforma de acceso al motor-ventilador.
 - Interruptor de vibraciones.
 - Winter Pack (Resistencias y termostatos)
 - Motores de dos velocidades
- Nivel de Ruido.
- Diagrama de pérdida de carga en sistema distribuidor de agua.
- Manual de Mantenimiento.

CALDERAS ROCA TRISTAR

3.3. Grupos Térmicos gas acero alta eficiencia

3.3.1. Gama TRISTAR



Referencia	Modelo	Tipo quemador	Potencia kcal/h	Euros
------------	--------	---------------	-----------------	-------

Grupo Térmico TriStar. Hogar sobrepresionado.

19014x000	TriStar 175	2 potencias	175.000	7.808,00
19014x001	TriStar 210	2 potencias	210.000	8.044,00
19014x002	TriStar 245	2 potencias	245.000	9.866,00
19014x003	TriStar 285	2 potencias	285.000	10.790,00
19014x004	TriStar 345	2 potencias	345.000	11.234,00
19014x005	TriStar 410	2 potencias	410.000	13.490,00

Grupo Térmico TriStar. Hogar sobrepresionado.

19014x900	TriStar 175	2 potencias	175.000	11.086,00
19014x901	TriStar 210	2 potencias	210.000	11.395,00
19014x902	TriStar 245	2 potencias	245.000	12.042,00
19014x903	TriStar 285	2 potencias	285.000	12.952,00
19014x904	TriStar 345	2 potencias	345.000	13.611,00
19014x905	TriStar 410	2 potencias	410.000	16.549,00

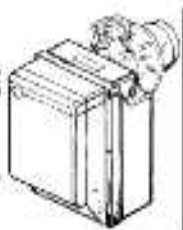
- Para solicitar las calderas TriStar en gas natural, cambiar la x por un 5 y para solicitarlas en gas propano cambiar la x por un 6.
- Estos Grupos Térmicos TRISTAR incorporan quemador de dos potencias o modulante, rampa de gas y circulador anticondensación. En las versiones con quemador modulante, se incluye el kit de modulación.
- Estos Grupos Térmicos están clasificados con ★★ según la Directiva de Rendimientos 92/42/CEE.
- Al precio del Grupo Térmico deberá añadirse la puesta en marcha del quemador correspondiente.
- Opcionalmente podrá suministrarse el equipo de control de estanquidad (ver pág 39).

QUEMADORES ROCA

5. Quemadores

5.2. Quemadores de gas

5.2.1. Serie CRONO



Referencia	Modelo	Series
Serie CRONO. Para calderas con hogar en depresión y sobrepresión		
143133400	CRONO 4-G Gas Natural	740,00
143133500	CRONO 4-G Gas Propano	740,00
143140400	CRONO 4-G COMPACT Gas Natural (con rampa de gas incorporada)	1.120,00
143140500	CRONO 4-G COMPACT Gas Propano (con rampa de gas incorporada)	1.120,00
143134400	CRONO 8-G Gas Natural	1.012,00
143134500	CRONO 8-G Gas Propano	1.026,00
143135400	CRONO 15-G Gas Natural	1.167,00
143135500	CRONO 15-G Gas Propano	1.200,00
143136400	CRONO 20-G Gas Natural	1.408,00
143136500	CRONO 20-G Gas Propano	1.440,00
143157400	CRONO 8-G2 Gas Natural (2 potencias)	1.320,00
143158500	CRONO 8-G2 Gas Propano (2 potencias)	1.377,00
143137400	CRONO 15-G2 Gas Natural (2 potencias)	1.401,00
143138500	CRONO 15-G2 Gas Propano (2 potencias)	1.460,00
143139400	CRONO 20-G2 Gas Natural (2 potencias)	1.470,00
143139500	CRONO 20-G2 Gas Propano (2 potencias)	1.560,00
143148400	CRONO 30-G2 Gas Natural (2 potencias)	1.820,00
143127500	CRONO 30-G2 Gas Propano (2 potencias)	1.900,00
143154400	CRONO 8-GM Gas Natural (modulante) (1)	1.887,00
143155500	CRONO 8-GM Gas Propano (modulante) (1)	1.975,00
143156400	CRONO 15-GM Gas Natural (modulante) (1)	2.030,00
143156500	CRONO 15-GM Gas Propano (modulante) (1)	2.120,00
143156400	CRONO 20-GM Gas Natural (modulante) (1)	2.168,00
143157500	CRONO 20-GM Gas Propano (modulante) (1)	2.284,00

- A los precios indicados deberá añadirse la puesta en marcha correspondiente.
- El precio de los quemadores a gas no incluye la rampa de gas ni el equipo de control de estanquidad, excepto los CRONO 4-G COMPACT que sí que incluye la rampa de gas en el precio.

5.2.2. Serie TECNO



Serie TECNO. Para calderas con hogar en depresión y sobrepresión		
143150400	TECNO 34-G Gas Natural (2 potencias)	2.360,00
143151500	TECNO 34-G Gas Propano (2 potencias)	2.421,00
143151400	TECNO 44-G Gas Natural (2 potencias)	3.020,00
143152500	TECNO 44-G Gas Propano (2 potencias)	3.094,00
143129400	TECNO 50-G Gas Natural (2 potencias)	3.392,00
143114500	TECNO 50-G Gas Propano (2 potencias)	3.487,00
143130400	TECNO 70-G Gas Natural (2 potencias)	4.095,00
143115500	TECNO 70-G Gas Propano (2 potencias)	4.300,00
143131400	TECNO 100-G Gas Natural (2 potencias)	4.778,00
143116500	TECNO 100-G Gas Propano (2 potencias)	4.930,00
143132400	TECNO 130-G Gas Natural (2 potencias)	5.296,00
143117500	TECNO 130-G Gas Propano (2 potencias)	5.377,00
143152400	TECNO 34-GM Gas Natural (modulante) (1)	4.348,00
143153500	TECNO 34-GM Gas Propano (modulante) (1)	4.435,00
143153400	TECNO 44-GM Gas Natural (modulante) (1)	4.941,00
143154500	TECNO 44-GM Gas Propano (modulante) (1)	5.027,00
143144400	TECNO 50-GM Gas Natural (modulante) (1)	5.069,00
143125500	TECNO 50-GM Gas Propano (modulante) (1)	5.152,00
143145400	TECNO 70-GM Gas Natural (modulante) (1)	6.081,00
143126500	TECNO 70-GM Gas Propano (modulante) (1)	6.165,00
143139400	TECNO 100-GM Gas Natural (modulante) (1)	6.172,00
143120500	TECNO 100-GM Gas Propano (modulante) (1)	6.343,00
143140400	TECNO 130-GM Gas Natural (modulante) (1)	6.540,00
143121500	TECNO 130-GM Gas Propano (modulante) (1)	6.657,00
143141400	TECNO 190-GM Gas Natural 400 V trifásico (modulante) (1) (2)	8.311,00
143122500	TECNO 190-GM Gas Propano 400 V trifásico (modulante) (1) (2)	8.507,00

- (1) Para funcionamiento modulante deberá instalarse el kit de modulación no incluido (ver página 30, apartado 5.3.3. - Accesorios para quemadores modulantes), si no su funcionamiento será con 2 niveles de potencia.
- (2) Para tensiones de alimentación de 230 V trifásico, consultar.
- A los precios indicados deberá añadirse la puesta en marcha correspondiente.
- La rampa de gas, el kit de modulación y el equipo de control de estanquidad no están incluidos en el precio del quemador.

SUELO RADIANTE FRANKISCHE

FRANKISCHE

SUELO RADIANTE

DIMENSIONES	LONG. ROLLO	CODIGO	P.V.P./m.
16x2	200 m.	R0184	1,20
16x2	600 m.	R0180	1,20
20x2	200 m.	R0188	1,63

TUBO POLIETILENO RETICULADO

Con barrena antistallón de origen



DESCRIPCIÓN	DIMENSIONES	CODIGO	P.V.P./m²	P.V.P./Plancha
Plancha raspa (1133) (200/140) x 800 Paso 50 (20x110) NEG.	1,121 m²	R5486	12,51	18,14
Plancha raspa (1133) (200/140) x 800 Paso 50 (20x110) NEG.	1,121 m²	R5481	12,00	20,24
Plancha raspa (2345) (200/140) x 800 Paso 50 (20x110) NEG.	1,121 m²	R5481	16,12	18,14
Plancha con raspa 140 mm x 800 mm, 6000 mm x 0,5	1,121 m²	R5410	10,08	11,28
Plancha raspa (1133) (200/140) x 800 Paso 50 (20x110) NEG.	0,54 m²	R5481	11,76	6,46
Plancha raspa (2345) (200/140) x 800 Paso 50 (20x110) NEG.	0,54 m²	R5481	16,41	5,81

PLANCHA AISLANTE

Plancha con nopes para montar sin gomas



ALTO X ESPESOR	LONGITUD	CODIGO	P.V.P.
160 x 8 mm	50 m.	R0980	59,46

RODAPIE CON FOLIO

Espuma de PE con lámina Rodapiel 21 de PE. Evita penetración de mortero y puentes térmicos.



DESCRIPCIÓN	CODIGO	P.V.P.
Aditivo para morteros 30 kg.	R0986	47,70

ADITIVO

0,5 L. de aditivo por cada 50 kg. cemento.



CIRCUITOS	CODIGO	P.V.P.
2	R5540	114,17
3	R5541	145,02
4	R5542	176,10
5	R5543	206,75
6	R5544	237,60
7	R5545	268,47
8	R5546	299,31
9	R5547	330,19
10	R5548	361,03
11	R5549	391,89
12	R5550	422,74

*Sin adaptadores de conexión y sin flujos de esfera.

COLECTORES

Acero inoxidable. Ista con caudalímetros intercambiables y purgador automático. Rotoma válvulas termostaticables.



DESCRIPCIÓN	LONGITUD	CODIGO	P.V.P.
Junta dilatación	10x30x1200	R0977	8,30

JUNTA DE DILATACIÓN

Para superficies mayores de 40 m² u 8 m. de longitud.

Medida Anchoa mil.	315	422	490	575	725	875	1025	1175
Código	R5670	R5671	R5672	R5673	R5674	R5675	R5676	R5677
Precio sin pintar	83,84	86,72	94,28	97,48	111,48	124,48	139,20	159,48
Código	R5670	R5671	R5672	R5673	R5674	R5675	R5676	R5677
Precio pintado blanco	96,44	98,88	102,88	112,96	130,56	146,88	165,44	189,12

ARMARIOS PARA COLECTORES

Caja metálica para empotrar 110 mm. de profundidad, altura regulable: 705-775 mm.



ACCESORIOS	CODIGO	P.V.P.
Adaptador eurocon 16x2	R2605	3,17
Adaptador eurocon 20x2	R2607	3,20
Adaptador eurocon tubo cobre 15	R2600	3,55
Unión tubo de 16-16 (eurocon)	R2620	7,40
Unión tubo de 20-20 (eurocon)	R2622	8,85
Calentador termostático 230 V-M30	R3616	30,00
Calentador termostático 24 V-M30	R3615	30,00
Juego 2 termómetros para colector	R3610	19,70
Protector tubo salida a colector 16-20	R1354	2,17
Llave de esfera 1" H-1" M	R5600	14,49
Llave de esfera 1/4" H-1" M	R5601	9,77



110

laster